



Universidad
Tecnológica
de Pereira

**ESTUDIO SOBRE LA IMPLEMENTACIÓN DEL
REFRIGERANTE R290 COMO SUSTITUTO DEL R410A EN
UN EQUIPO ACONDICIONADOR DE AIRE**

Andrés Felipe Yepes Mesa

Universidad Tecnológica de Pereira
Facultad de Ingeniería Mecánica
Pereira, Colombia
2020

**ESTUDIO SOBRE LA IMPLEMENTACIÓN DEL
REFRIGERANTE R290 COMO SUSTITUTO DEL R410A EN
UN EQUIPO ACONDICIONADOR DE AIRE**

Andrés Felipe Yepes Mesa

Trabajo de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero mecánico

Director:
Prof. D.Sc Yamid Alberto Carranza Sanchez

Línea de Investigación:
Gestión Energética y Ambiental
Grupo de Investigación:
GENERGÉTICA

Universidad Tecnológica de Pereira
Facultad de Ingeniería Mecánica
Pereira, Colombia
2020

Dedicatoria

Dedico este trabajo principalmente a mis padres, por brindarme su apoyo y confianza en mi proceso de formación, por los valores humanos que me han influenciado, y por siempre recordarme que "La constancia vence lo que la dicha no alcanza". A mi tío Diego quien, con su ayuda, cariño y comprensión, ha sido una parte importante en mi formación. A toda la familia Mesa Flores los cuales tienen un gran significado en mi vida porque me han brindado su apoyo incondicional y por compartir momentos que hacen de mí una mejor persona.

Agradecimientos

Muestro mis más sinceros agradecimientos a Yamid Alberto Carranza Sanchez, director del presente trabajo quien con el aporte de su conocimiento y experiencia me brindo las herramientas necesarias para culminarlo. Al grupo de trabajo del Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire (LPEA) de la Universidad Tecnológica de Pereira quienes me permitieron llevar a cabo los ensayos en sus instalaciones, me orientaron en la solución de interrogantes que se presentaban en los aspectos técnicos, conceptuales y administrativos

Resumen

El presente estudio fue diseñado con el fin de analizar teórica y experimentalmente las propiedades y parámetros de desempeño del R290 como un sustituto potencial del R410A en un equipo acondicionador de aire. Los ensayos fueron realizados en un equipo tipo inverter con capacidad de 5275W ($18000 \frac{Btu}{h}$), empleando el método del calorímetro de recinto estipulado en la norma ISO 5151 de 2017.

Principalmente se consideró un análisis teórico de rendimiento termodinámico y, posteriormente, el diseño experimental basado en la carga de masa nominal equivalente de 545g, junto con la carga segura de refrigerante de 575g, para el uso de R290. Las variaciones de carga de refrigerante fueron en un rango entre 400g hasta 780g. Los resultados encontrados confirman que debido a la sustitución del refrigerante R410A por R290 se obtuvo un aumento en la relación de eficiencia energética (EER) del 26 %, la potencia demandada disminuyó el 49 %, y la capacidad de enfriamiento disminuyó en 36 %, para un valor de carga de refrigerante de 500g.

Palabras clave: Capacidad de enfriamiento, carga de refrigerante, relación de eficiencia energética, acondicionador de aire tipo split, R290, R410A .

Abstract

This study was designed in order to theoretically and experimentally analyze the properties and performance parameters of R290 as a potential substitute for R410A in air conditioning equipment. The tests were carried out in an inverter type equipment with a capacity of 5275 W (18000 Btu / h), using the enclosure calorimeter method stipulated in the ISO 5151 standard of 2017.

Later, the experimental design based on the mass load equivalent nominal rating of 545 g, along with a safe refrigerant charge of 575 g, for using R290. Refrigerant charge variations ranged from 400g to 780g. The results found confirm that due to the replacement of the R410A refrigerant by R290, an increase in the energy efficiency ratio (EER) of 26 % was obtained, the power demanded decreased by 49 %, and the cooling capacity decreased by 36 %, for a Refrigerant charge value of 500g.

Keywords: Cooling capacity, Refrigerant charge, Energy efficiency ratio, Split-type air conditioner, R290, R410A.

Índice general

Agradecimientos	II
Resumen	III
Índice de figuras	VIII
Índice de tablas	IX
Introducción	1
1. Descripción del proyecto	3
1.1. Planteamiento del problema	3
1.2. Justificación	5
1.3. Objetivos	6
1.3.1. Objetivo general	6
1.3.2. Objetivos específicos	6
1.4. Marco teórico y estado del arte	7
1.4.1. Historia	7
1.4.2. Descripción de los refrigerantes R290 Y R410A	8
1.4.3. Antecedentes comparativos del R290 con otros refrigerantes	13
1.4.4. Relación con el consumo energético, medio ambiente, normas y ensayos	17
1.5. Metodología	22
2. Análisis teórico de rendimiento termodinámico	23
2.1. Propiedades físicas y termo-físicas	23
2.1.1. Densidad	26
2.1.2. Viscosidad dinámica	28

2.1.3.	Calor específico a presión constante	29
2.2.	Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	31
2.2.1.	Consideraciones	31
2.2.2.	Condiciones teóricas de trabajo	32
3.	Diseño experimental	39
3.1.	Carga teórica	39
3.2.	Carga teórica segura	41
3.3.	Caracterización y preparación del equipo	42
3.4.	Configuración experimental	46
4.	Resultados	50
4.1.	Efecto del cambio a R290 en el rendimiento del equipo	50
4.2.	Efecto del cambio a R290 en el costo de energía	56
4.3.	Conclusiones	58
4.4.	Recomendaciones	58

Índice de figuras

1.1. Ejemplo de la relación entre la carga de refrigerante y la capacidad de refrigeración en función de la eficiencia estacional de una unidad de aire acondicionado con R290	12
1.2. Consumo de energía eléctrica en el sector residencial urbano - Colombia	17
1.3. Inventario nacional de equipos de RAC que se importan, producen e instalan en el país, y de las sustancias refrigerantes contenidas en estos, 2017	19
1.4. Inventario nacional de equipos de RAC que se importan, producen e instalan en el país, y de las sustancias refrigerantes contenidas en estos, 2017	20
2.1. Gráfica comparativa temperatura/presión R410A - R290	25
2.2. Gráfica comparativa temperatura/densidad R410A - R290 . .	27
2.3. Gráfica comparativa temperatura/viscosidad dinámica R410A - R290	29
2.4. Gráfica comparativa temperatura/calor específico R410A - R290	30
2.5. (a) Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. (b) Diagrama P-h con sobrecalentamiento y subenfriamiento	31
2.6. Gráfica comparativa temperatura de evaporación/relación de compresión R410A - R290	33
2.7. Gráfica comparativa temperatura de evaporación/efecto refrigerante R410A - R290	34
2.8. Gráfica comparativa temperatura de evaporación/capacidad de enfriamiento volumétrico R410A - R290	35
2.9. Gráfica comparativa temperatura de evaporación/temperatura de descarga R410A - R290	36
2.10. Gráfica comparativa temperatura de evaporación/flujo de masa R410A - R290	37

2.11. Gráfica comparativa temperatura de evaporación/COP teórico R410A - R290	38
3.1. Equipo acondicionador de aire usado en el estudio	43
3.2. Tubo de cobre extendido con válvula de acceso	43
3.3. Válvula pinche	43
3.4. Descarga de refrigerante R410A	44
3.5. Proceso de modificación de la tubería a la descarga del compresor	44
3.6. Ensamble de la válvula	45
3.7. Generación de vacío	45
3.8. Esquema del calorimétrico balanceado	46
4.1. Efecto de la carga en el EER con R290	52
4.2. Efecto de la carga en la Potencia de consumo con R290	53
4.3. Efecto de la carga en la capacidad de enfriamiento	54
4.4. Costo de energía anual para R290	57

Índice de tablas

1.1. Ficha Técnica R410A	8
1.2. Ficha Técnica R290	9
1.3. Safety properties of refrigerant R290	10
1.4. Límites de tamaño de carga del refrigerante para los HC de acuerdo a las normas de seguridad para los sistemas ACR&HP	11
2.1. Propiedades físicas de los refrigerantes R410A y R290	24
2.2. Propiedades termo-físicas de los refrigerantes R410A y R290 .	26
2.3. Condiciones para el cálculo teórico	32
3.1. Carga de refrigerante teórica	40
3.2. Variación de la carga de refrigerante teórica	40
3.3. Capacidad de enfriamiento según el área del recinto y el lugar de trabajo	42
3.4. Instrumentación del calorímetro balanceado	47
3.5. Condiciones nominales para los ensayos	48
4.1. Resultados de rendimiento con R290	51
4.2. Resultados de rendimiento en comparación del R410A	51
4.3. Sobrecalentamiento medido para R290	55
4.4. Subenfriamiento medido para R290	56

Introducción

Globalmente, el 40 % de la energía total consumida por una edificación corresponde a los sistemas de calentamiento, ventilación y aire acondicionado - HVAC - W. Gang *et al.*, [2], y aproximadamente el 15 % de la electricidad del mundo es consumida por los sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Además, casi el 20 % del consumo de electricidad en los países desarrollados se debe al uso del aire acondicionado W. H. Chen *et al.*, [3], por lo tanto, es importante desarrollar estudios que aporten a sistemas de mayor rendimiento y de menos consumo energético, los cuales permitan utilizar fluidos de trabajo que cumplan con las normas de seguridad actuales para la conservación del medio ambiente.

Los refrigerantes son fluidos utilizados para la transferencia de calor en un sistema de refrigeración, ellos absorben calor a baja temperatura y presión y lo liberan a alta temperatura y presión L. M. Suárez *et al.*, [4, p. 5]. Los refrigerantes influyen significativamente en el rendimiento del sistema de aire acondicionado y refrigeración, y a la vez presentan algunos potenciales problemas ambientales que deben considerarse antes de la selección. Los refrigerantes halogenados, ampliamente usados en los sistemas de refrigeración y climatización, pueden poseer cloro y/o flúor, causar calentamiento global y/o deteriorar la capa de ozono. En Colombia, los refrigerantes halogenados CFC (clorofluorocarbonos) y HCFC (hidroclorofluorocarbonos) son controlados por el Protocolo de Montreal. Los HFC tienen un alto impacto en el calentamiento global y son controlados por la convención marco de las Naciones Unidas de Cambio climático y sus protocolos L. M. Suárez *et al.*, [4, p. 4], por ejemplo, el HFC-410A tiene un GWP (Global Warming Potencial) de 1890 en 100 años L. M. Suárez *et al.*, [4, p. 5], esta es una medida relativa de cuanto calor puede ser atrapado por un determinado gas de efecto invernadero en comparación con un gas de referencia que generalmente es el dióxido de carbono. Debido a esto se busca reemplazar este tipo de refrigerantes por

otros que brinden un buen desempeño y que mitiguen los potenciales impactos ambientales. Una alternativa son los denominados HC (hidrocarburos), de los cuales hace parte el propano o R290 (C_3H_8) que cuenta con buenas propiedades termodinámicas, características que lo hacen buen candidato para este tipo de aplicación. El mayor inconveniente es su inflamabilidad, ya que representa un riesgo potencial de incendio X. Xu. J. Chen *et al.*, [5]. Para el R290 su rango límite de explosión es de 2,1 % y 9,5 % por volumen en aire y de acuerdo con la norma ISO 817 (214), se clasifica como un refrigerante A3 W. Zhang *et al.*, [6]. Por consiguiente, es necesario que para su aplicación las cargas de este fluido sean controladas.

Una gama de estudios experimentales, analíticos y numéricos han evaluado el rendimiento de los HC para diversas aplicaciones de HVAC Y R (Calefacción, Ventilación, Acondicionamiento de Aire y Refrigeración). En general, estos estudios de comparación entre refrigerantes utilizaron HC puros, mezclas de HC o mezclas de HC mezclados con HFC. Kashif Nawaz *et al.*, [7] realizó un estudio en el que propone el reemplazo de R134a por R600a y R290. En este artículo el R600a obtuvo un bajo rendimiento debido a su baja capacidad volumétrica lo que puede ser resuelto aumentando el tamaño del compresor. Como alternativa el R290 es un mejor sustituto para R134a. Choudhari y Sapali [8] realizaron un estudio experimental de una unidad de refrigeración comercial utilizando R290 en lugar de R22. En este estudio se llegó a la conclusión que el R290 proporciona una temperatura de descarga más baja lo que mejora la vida útil del compresor; que el caudal másico de R290 es inferior en un 50 % al del R22; que el COP entre las dos alternativas coinciden estrechamente y que, en general, el R290 puede ser mejor sustituto para el R22. En otro estudio similar, B. Agnew *et al.*, [9] evaluó R290 como sustituto de R12 en un sistema de refrigeración tradicional y encontró que la capacidad del R290 era mayor que la del refrigerante R12 y los otros refrigerantes incluidos en el estudio.

Capítulo 1

Descripción del proyecto

1.1. Planteamiento del problema

La característica principal del acondicionamiento de aire es mantener un recinto en condiciones favorables y de confort para aplicaciones específicas, por ejemplo, en la conservación de alimentos, preservación de instrumentos de alta precisión, satisfacción de condiciones de confort en auditorios y edificaciones, en la climatización de procesos industriales, etc. Las necesidades alrededor del confort térmico o condiciones de proceso compatibles hacen que los sistemas de aire acondicionado tengan mayor aplicación y accesibilidad. Los equipos acondicionadores de aire son distinguidos por requerir un gran consumo energético para su funcionamiento, un problema de este tipo presenta una serie de inconvenientes importantes debido a que existe una creciente preocupación por el agotamiento en los recursos utilizados para la producción de dicha energía. Por esta razón en Colombia se han estipulado leyes como la Ley 697 de 2001 que declara el uso racional y eficiente de la energía (URE) como asunto de interés social, público y de conveniencia nacional. El Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire de la Universidad Tecnológica de Pereira se encarga de la certificación de equipos con un rango de capacidad entre 5275 W ($18000 \frac{Btu}{h}$) y 10550 W ($36000 \frac{Btu}{h}$) de los cuales la mayoría utilizan como fluido de trabajo R410A. Merece la pena investigar un posible reemplazo para este refrigerante que hace parte del grupo HFC, los cuales son altamente contaminantes por otro que, además de contar con buenas propiedades termodinámicas y compatibilidad, no genere problemas medioambientales. Este es el caso de los HC (hidrocarburos) que ofrecen una

visión alternativa para el mejoramiento de la eficiencia energética en estos equipos. De acuerdo con lo anterior se considera relevante realizar un estudio que permita dar respuesta al siguiente interrogante: ¿Cuál es la influencia de la implementación del refrigerante R290 en el desempeño de un equipo acondicionador de aire tipo Split con una capacidad de 5275 W ($18000 \frac{Btu}{h}$) que emplea R410A?

1.2. Justificación

El presente trabajo está enfocado en estudiar el comportamiento de un equipo acondicionador de aire de 5275 W ($18000 \frac{Btu}{h}$) debido al reemplazo directo de HFC-410A por HC-290, ya que surge la necesidad de descartar para estas aplicaciones las sustancias que aportan al adelgazamiento de la capa de ozono y efecto invernadero. Así, el presente trabajo permitió el análisis de los parámetros de desempeño que constituyen el proceso por el cual se estima el rendimiento del equipo acondicionador de aire cuando se emplea un fluido de trabajo diferente al original, además se ofrece una observación aproximada sobre el impacto que tiene el posible reemplazo HC-290 en el consumo energético ayudando a la concientización ambiental.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

- Realizar un estudio teórico y experimental para la implementación del refrigerante R290 como fluido sustituto del R410A en un equipo acondicionador de aire de 5275W ($18000 \frac{Btu}{h}$).

1.3.2. Objetivos específicos

- Caracterizar la información técnica del equipo acondicionador de aire seleccionado para la implementación del refrigerante R290.
- Establecer el diseño experimental para determinar las variables de operación relevantes en la conversión del refrigerante R410A a R290.
- Realizar un análisis comparativo entre la implementación del refrigerante R290 y el R410A por medio del ensayo para la determinación de la capacidad de enfriamiento según la norma ISO 5151-2017.

1.4. Marco teórico y estado del arte

1.4.1. Historia

“El aire acondicionado es un invento relativamente reciente, sin embargo, en cuestión de décadas ha pasado de ser una novedad a ser no solo normal, sino también esperado en ciertos contextos” R. Shan [10]. La refrigeración por compresión de vapor se remonta a 1834, cuando el inglés Jacob Perkins recibió una patente para una máquina de hielo de ciclo cerrado que usaba éter u otros fluidos volátiles como refrigerantes. Se fabricó un modelo utilizable de esta máquina, pero nunca se produjo comercialmente. En 1850, Alexander Twining empezó a diseñar y construir máquinas de hielo por compresión de vapor usando éter etílico, el cual es un refrigerante comercialmente usado en los sistemas por compresión de vapor. Al principio, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor eran grandes y utilizados principalmente para producir hielo, preparar cerveza y conservar alimentos en frío. Carecían de control automático y eran accionados por una máquina de vapor. En la década de 1890, algunas máquinas más pequeñas, activadas por motores eléctricos y equipados con control automático, empezaron a sustituir a las unidades más viejas, y los sistemas de refrigeración empezaron a aparecer en las carnicerías y en las residencias. Por 1930, las mejoras continuas hicieron posible contar con sistemas de refrigeración por compresión de vapor que resultaban relativamente eficientes, confiables, pequeños y económicos Yunus A. Cengel, Michael A. Boles [11, p. 657]. Luego del éter etílico fueron usados otros refrigerantes como el amoníaco, dióxido de carbono, cloruro metílico, dióxido de azufre, butano, etano, propano, isobutano, gasolina y los clorofluorocarbonos (CFC).

Anteriormente el refrigerante favorito en la industria era el amoníaco por su bajo costo, alto COP, y también bajo consumo energético; era el fluido de trabajo ideal dentro de lo que se supone para la buena selección de un refrigerante, pero, era altamente tóxico para las personas y trajo con esto consecuencias desastrosas en la década de los veinte, llegando a la lesión y muerte de personas debido a fugas en los sistemas en los que era aplicado. En 1928 el laboratorio de investigación Frigidaire Corporation de la General Motors desarrollo el R21 que fue el primer miembro de los CFC, luego fueron fabricados otros como el R12, R11, R22, etc. El problema con los refrigerantes CFC es que permiten más radiación ultravioleta, ya que destruyen la capa

protectora de ozono y a su vez contribuyen al calentamiento global [11, p. 663]. En los últimos años, ha habido un mayor esfuerzo e interés científico para encontrar alternativas de reemplazo. Este trabajo de desarrollo condujo a la introducción en la década de 1990 de los hidrofluorocarbonos (HFC) como fluido refrigerante disponible comercialmente. El primer HCF introducido fue el HFC-134a R. O. Substances *et al.*, [12]. En 1991 la empresa AlliedSignal actualmente llamada Honeywell anunció el uso comercial del R410A.

1.4.2. Descripción de los refrigerantes R290 Y R410A

R410A

El R410A es una mezcla azeotrópica compuesta por 50 % de R32 y 50 % de R125 que actualmente se utiliza en los equipos de aire acondicionado. En la Tabla 1.1 se muestran las propiedades físicas del R410A.

PROPIEDADES FISICAS	UNIDADES	R-410A
Peso molecular	(g/mol)	72.6
Temperatura ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-51.58
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	(K)	0.1
Temperatura crítica	(°C)	72.13
Presión crítica	(bar abs)	49.26
Densidad crítica	(Kg/m³)	488,90
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m³)	1062
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/m³)	1273
Densidad del vapor saturado (25°C)	(Kg/m³)	4,12
Presión del vapor (25°C)	(bar abs)	16.5
Presión del vapor (-25°C)	(bar abs)	3.30
Calor de vaporización a punto de ebullición	(KJ/Kg)	276
Calor específico del líquido (25°C)	(KJ/Kg K)	1.84
Calor específico del vapor (25°C) (1 atm)	KJ/Kg K)	0.83
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	(W/mK)	0.088
Conductibilidad térmica del vapor (25°C) (1 atm)	(W/mk)	0.013
Solubilidad con el agua (25°C)	ppm	despreciable
Límite de inflamabilidad	(% vol.)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	ppm	1000
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	2088*

Tabla 1.1: ,
 Ficha Técnica R410A. Fuente: GASSERVEI, www.gas-servei.com

Los GEI (Gases Efecto Invernadero) creados por el hombre y que tienen

efectos en el calentamiento global, fueron identificados en el Protocolo de Kioto del año 1997 y regulados en el año 2005, cuando entró en vigor dicho protocolo J. D. González Ruiz [13]. Como ya se mencionó en la revisión de la literatura científica reflejada en la introducción, los sistemas acondicionadores de aire en la actualidad han llegado a representar una amplia aplicación en las residencias e industrias, con esto el aumento del consumo energético y de un factor contaminante debido al refrigerante utilizado de tipo HFC. En vista del potencial de calentamiento global de estos refrigerantes recién sintetizados, la tendencia reciente es volver a los fluidos naturales utilizados originalmente, como el amoníaco, el dióxido de carbono, los hidrocarburos, el vapor de agua, etc.

R290

El R290 o propano es un hidrocarburo (HC) que cuenta con propiedades ambientales y termo físicas ventajosas presentadas en la Tabla 1.2. Fue usado en los primeros años de la refrigeración, pero sacado de funcionamiento rápidamente para este tipo de aplicación, debido al desarrollo que han tenido las normas que rigen el campo de la refrigeración en cuanto a las sustancias que son inflamables como se muestra en la Tabla 1.3. Esta sustancia es compatible con los materiales y aceites lubricantes que son utilizados convencionalmente. En la actualidad se busca de nuevo su aplicación con cargas razonables por seguridad bajo normas como lo muestra la Tabla 1.4, de lo anterior una variación en la carga de refrigerante según la capacidad de enfriamiento requerida en la Figura 1.1.

Peso molecular	Temperatura de ebullición ($^{\circ}C$)	Temperatura crítica ($^{\circ}C$)	Presión crítica (BAR, ABs.)	Glide de temperatura ($^{\circ}C$)	Calor latente a 25 $^{\circ}C$ (kJ/kg)
44,1	-42,1	96,7	42,48	0	342

Tabla 1.2: Ficha Técnica R290. Fuente: GASSERVEI, www.gas-servei.com

LFL by mass (kg/m^3)	LFL by volume (%)	Heat of combustion (kJ/kg)	Combustion velocity (m/s)	Ignition temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Ignition energy (J)	Toxicity (ppm)	Safety class
0,075	2,1	50500	0,4	466	0,00025	1000	A3

Tabla 1.3: Safety properties of refrigerant R290. Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems. Fuente: Ç S Choudhari, S N Sapali" [8].

Equipment/ application	Vertical (60335-2-24, -40, -89)		Horizontal (ISO 5149-1, EN 378-1)	
	Maximum charge	Allowable charge	Maximum charge	Allowable charge
Domestic refrigeration	0.15 kg	0.15 kg		
Commercial refrigeration				
- Stand alone	0.15 kg	0.15 kg	1.5 kg	$0.008 \times V_{rm}$
- Condensing units	0.15 kg	0.15 kg	1.5 kg	$0.008 \times V_{rm}$
- Centralised systems			1.5 kg	$0.008 \times V_{rm}$
Transport refrigeration			1.5 kg; 2.5 kg	1.5 kg; 2.5 kg
Large size refrigeration			2.5, 10, 25 kg, no limit	$0.008 \times V_{rm}$
Air conditioner & heat pumps				
- Small self-contained	0.3 kg	$0.01 \times V_{rm}$	0.3 kg	$0.01 \times V_{rm}$
- Mini-split	1 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$	1.5 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$
- Multi-split	1 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$	1.5 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$
- Ducted split	1 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$	1.5 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$
- Ducted commercial	1 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$	1.5 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$
- Hot water heating heat pumps	1 kg, 5 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}$	1.5 kg, 5 kg, 10 kg, 25 kg, no limit	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$
- Space heating heat pumps	1 kg, 5 kg	$0.04 \times h \times A_{rm}$	1.5 kg, 5 kg, 10 kg, 25 kg, no limit	$0.04 \times h \times A_{rm}^{0.5}$
Chillers				
- Positive displacement	1 kg, 5 kg	1 kg, 5 kg	1.5 kg, 5 kg, 10 kg, 25 kg, no limit	
- Centrifugal			1.5 kg, 5 kg, 10 kg, 25 kg, no limit	

Tabla 1.4: Límites de tamaño de carga del refrigerante para los HC de acuerdo a las normas de seguridad para los sistemas ACR&HP. Fuente: Dr. D. Colbourne (c/o HEAT GmbH) [24]

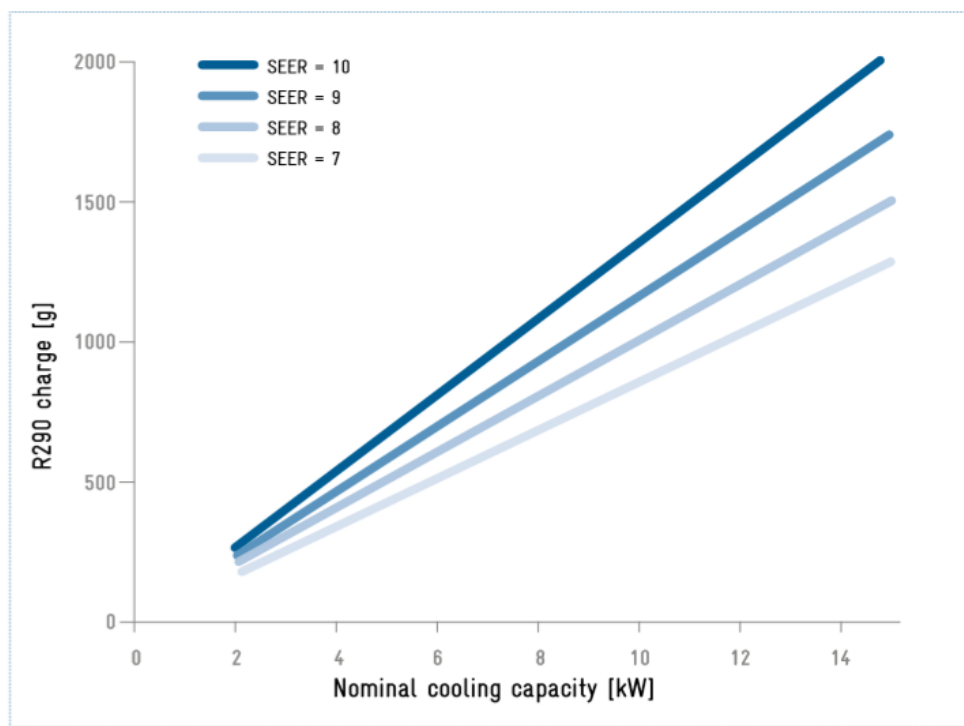


Figura 1.1: Ejemplo de la relación entre la carga de refrigerante y la capacidad de refrigeración en función de la eficiencia estacional de una unidad de aire acondicionado con R290. Fuente: Dr. D. Colbourne (c/o HEAT GmbH) [24].

El R290 no representa ningún cambio para la capa de ozono y el efecto invernadero, estas ventajas lo hacen un fluido de trabajo muy tentador para el reemplazo de los refrigerantes actuales. El R290 tiene un Potencial de Agotamiento del Ozono (ODP) de cero y un Potencial de Calentamiento Global (GWP) de 3,3.

1.4.3. Antecedentes comparativos del R290 con otros refrigerantes

Se han realizado varios estudios en los que se compara su capacidad de trabajo con otros refrigerantes.

1 Kashif Nawaz et al. [7] realizaron un estudio en el que propone el reemplazo de R134a por R600a y R290 en una bomba de calor de calentamiento de agua. Los parámetros de estudio fueron el factor de energía unificado, la temperatura de descarga del condensador, la estratificación térmica en el tanque de agua y la carga total de refrigerante. En este artículo, el R600a obtuvo un bajo rendimiento debido a su baja capacidad volumétrica lo que puede ser resuelto aumentando el tamaño del compresor. Como alternativa el R290 es un mejor sustituto para R134a. El sistema requirió menor carga de refrigerante con el R290 y el R600a aproximadamente en un 50 %. En el estudio se recomienda tener en cuenta las normas de seguridad para utilizar hidrocarburos como refrigerantes pues son altamente inflamables.

2 Choudhari y Sapali et al. [8] realizaron un estudio experimental de una unidad de refrigeración comercial utilizando R290 en lugar de R22. El estudio fue realizado con un rango de temperaturas de evaporación de -25°C a 10°C , una temperatura de condensación constante de 45°C y una capacidad de enfriamiento de 3,52 kW (1TR). Los parámetros de rendimiento en análisis fueron la temperatura de descarga, la capacidad volumétrica de refrigeración y el flujo másico de refrigerante requerido. En este estudio se llegó a la conclusión que el R290 proporciona una temperatura de descarga más baja lo que mejora la vida útil del compresor; que el caudal másico de R290 es inferior en un 50 % al del R22; que el Coeficiente de Eficiencia Energética (COP) entre las dos alternativas coinciden estrechamente y que, en general, el R290 puede ser mejor sustituto para el R22. A pesar de sus ventajas, en el estudio se recomienda según la norma ASHRAE standard 34, que el R290 tiene una clasificación A3 por lo que es altamente inflamable y se debe tener en cuenta algunas precauciones para su uso y que, según la norma ASHRAE standard 15, su concentración de fuga no debe exceder el 20 % del límite inferior de inflamabilidad.

3 E. Halimic et al. [9] hizo una comparación del desempeño de operación en un equipo por compresión de vapor para tres alternativas de refrigerantes, fueron usados R401A, R290 y R134A como posibles sustitutos del R12. Del trabajo realizado se concluyó que la capacidad de enfriamiento del R290 fue mayor que los otros refrigerantes probados y más alto que el refrigerante original R12. El COP de R290 fue parecido al del R12, esto muestra que es una atractiva alternativa para los CFCs en refrigeradores domésticos pequeños.

4 Qiqi Tian et al. [14] Hizo un estudio teórico y experimental a la mezcla de refrigerantes R32/R290 (68 %/32 %) como posible reemplazo del R410A en acondicionadores de aire domésticos. En el estudio fueron analizadas las propiedades termodinámicas básicas de los fluidos, a la vez, los parámetros de desempeño como la cantidad de refrigerante cargado al sistema, las capacidades de enfriamiento y calentamiento, la potencia de consumo, la temperatura de descarga del compresor, etc. En el experimento fueron usados dos equipos acondicionadores de aire con capacidades de enfriamiento de 3200W y 5200W. Para la obtención de resultados se aplicó el método entálpico. Para determinar la carga de masa en los equipos se supuso que la mayor parte de refrigerante durante su operación se encontraba en el evaporador y el condensador, aproximadamente $\frac{1}{3}$ en el evaporador y $\frac{2}{3}$ en el condensador. El modelo usado hace uso de una propiedad geométrica como el volumen en el evaporador y el condensador, además de una propiedad termodinámica como la densidad que depende de las condiciones temperatura-presión a la que se sometió el refrigerante al momento de la prueba. De esta forma en el estudio se hace una aproximación de la carga que representa el máximo EER.

$$m_{carga} = \frac{2}{3}\rho_{con}V_{con} + \frac{1}{3}\rho_{evap}V_{evap} \quad (1.1)$$

Donde:

m_{carga} [kg]: carga de refrigerante teórica,

ρ_{con} [m^3/kg]: densidad del refrigerante en el condensador,

V_{con} [m^3]: volumen del condensador,

ρ_{evap} [m^3/kg]: densidad del refrigerante en el evaporador,

V_{evap} [m^3]: volumen del evaporador,

Los resultados experimentales mostraron que la cantidad de carga de refrigerante fue menor para la mezcla R32/R290 en un 30 % - 35 % en comparación

con la de R410A; las capacidades de enfriamiento y calentamiento se incrementan en 14 % - 23,7 %; la potencia de consumo se redujo en 34,1 % y 0,4 %, y el COP fue incrementado en un 6,4 % y 6,8 %.

5 Atul S. Padalkar et al. [15] hizo un estudio en el que se propone el R290 como posible reemplazo del R22. Los parámetros de desempeño examinados fueron la capacidad de enfriamiento, EER, consumo de energía, temperatura de descarga y la cantidad de carga de R290 en el sistema. En el estudio se especifica que hay limitaciones para la aplicación de los hidrocarburos debido a que son altamente inflamables, pero que es posible hacer utilidad del R290 con una cantidad de carga considerable según la norma. Para el ensayo experimental se utilizó un equipo de 5100 W, bajo la norma de la India, IS 1391 (1992) Parte I. Fueron aplicados dos tipos de condensadores, primero con tubos de menor tamaño y otro condensador de flujo paralelo o condensador mini-canal para reducir la carga de R290. La cantidad de carga de R290 fue variada en un rango entre 50 % - 30 % según la carga nominal de R22 que era de 1130 g. Las temperaturas de ensayo de bulbo seco y húmedo para la cámara exterior fueron de 35°C y 24°C, y en la cámara interior de 27°C y 19°C. Los resultados mostraron que la carga optimizada de R290 para el mejor EER es aproximadamente el 50 % de la carga con R22.

6 Wang Zhang et al. [16] En este estudio se analizaron los riesgos de inflamabilidad de un equipo de aire acondicionado que usa refrigerante R290. Se evaluó la distribución de R290 después de una fuga en una habitación, la sobrepresión que surge del encendido de una mezcla inflamable, la gravedad de un incendio secundario y la tasa de liberación de calor total en el caso de un incendio externo impuesto sobre un sistema de R290. El estudio se realizó en una sala de pruebas especialmente construida, con dimensiones de 4,8 m por 3,6 m de área con una altura de 2,6 m. El tamaño simula un dormitorio principal típico en china. Se instalaron una puerta y una ventana y no se colocaron muebles. La unidad interior se instaló a una altura de 2,2 m. Para esta altura de montaje y el área de la prueba ya indicada, la carga máxima de R290 en el equipo fue de 382 g. El modelo usado para su estimación fue el siguiente:

$$m_{max} = 2,5(LFL)^{\frac{5}{4}}h_0\sqrt{A} \quad (1.2)$$

Donde:

LFL [$\frac{kg}{m^3}$]: es el límite inferior de inflamabilidad,

$h_0[m]$: altura de instalación de la unidad interior,

$A[m^2]$: el área de la habitación,

Los resultados mostraron que el rango inflamable de una liberación de R290 solo se encuentra dentro de la localidad cercana de la unidad interior, solo es posible que se produzca la ignición dentro de las inmediaciones de la unidad interior y únicamente cuando la velocidad de flujo másico de la habitación es aproximadamente alta. En caso de ignición, la sobrepresión máxima dentro de la habitación es aproximadamente 6,5 kPa, lo que fue insuficiente para dañar puertas o ventanas. Se recomienda asegurar que la unidad interior esté instalada lejos de fuentes potenciales de ignición. Hacer uso de un dispositivo que permita identificar si hay fuga de refrigerante. Instalar una válvula de corte en la tubería de refrigerante con el fin de cerrar el paso de refrigerante si se detecta una fuga y usar uniones confiables entre tuberías que conectan la unidad interior a la unidad exterior.

7 J. C. Zapata Mina et al. [17] En este estudio fue analizado el efecto que tiene la carga del refrigerante R410A en un equipo acondicionador de aire. Fue usado un equipo tipo inverter con capacidad de 5275 W ($18000 \frac{BTU}{h}$) siguiendo el método del calorimétrico balanceado según la norma ISO 5151 de 2017 en las condiciones de operación de T1. La variación de la carga de refrigerante inició en 1010g pasando por la carga nominal de 1210g, hasta la carga superior de 1510g. Los resultados obtenidos confirman que la carga de refrigerante influye 8,59% en la capacidad de enfriamiento, 4,84% en el consumo de potencia y en un 10,68% la relación de eficiencia energética (EER).

1.4.4. Relación con el consumo energético, medio ambiente, normas y ensayos

El Plan de Acción Indicativo de Eficiencia Energética 2017-2022, muestra que en el sector residencial la refrigeración y el acondicionamiento de aire demandan un consumo del 46 %. Por lo tanto, el aumento de la eficiencia energética en el sector residencial ha sido uno de los objetivos de la política para el uso racional de la energía en Colombia. El diseño del programa colombiano para el etiquetado y la estandarización de la eficiencia energética comenzó en 2009 con el objetivo de crear condiciones de mercado para electrodomésticos eficientes, incluidos los refrigeradores. En 2009, el instituto de certificación de Colombia, ICONTEC, desarrolló una guía técnica para la eficiencia energética en refrigeradores residenciales (NTC 5020 de 2009) [1, p. 737].

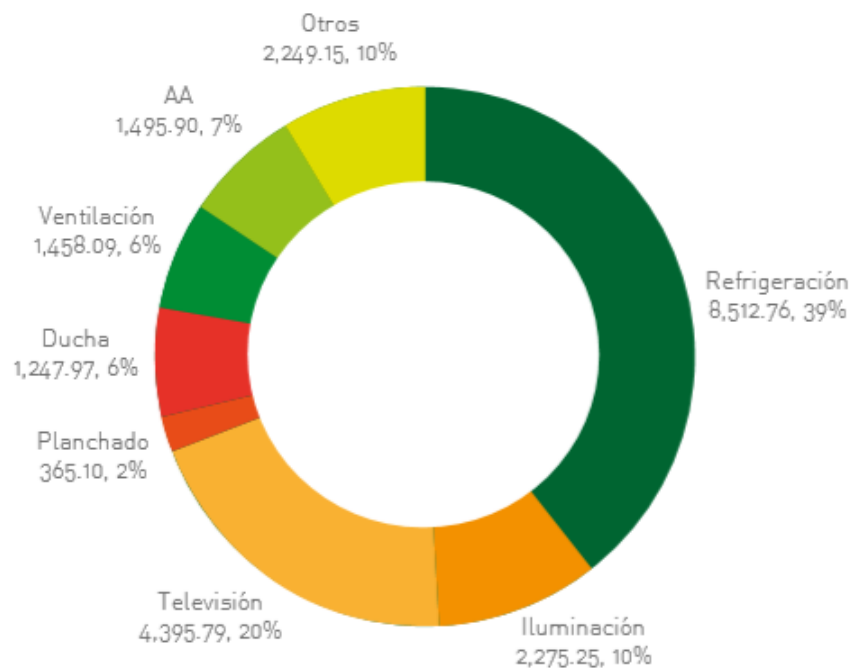


Figura 1.2: Consumo de energía eléctrica en el sector residencial urbano - Colombia. Fuente: UPME [19].

Por otro lado, Colombia se ha sumado a los países que buscan contribuir en el

control y manejo de las sustancias nocivas para el planeta que son aplicados en este tipo de sistemas, refrigerantes CFC, HCFC y HFC. La comunidad internacional ha adoptado con el pasar del tiempo convenios y protocolos para tal fin.

El Convenio de Viena: este convenio trató sobre la protección de la capa de ozono, poco después en 1987 se adopta el Protocolo de Montreal, el cual entró en vigor en 1989. Colombia aprobó el Convenio de Viena mediante la Ley 30 de 1990 y el Protocolo de Montreal mediante la Ley 29 de 1993.

La Enmienda de Londres (1990): fueron incluidas por medio de esta enmienda, dentro del ámbito de aplicación del Protocolo, otras sustancias agotadoras, tales como ciertos CFC completamente halogenados, tetra-cloruro de carbono y metilcloroformo, también, la enmienda aporta aclaraciones a la definición del mecanismo financiero del Fondo Multilateral. Esta enmienda fue ratificada por Colombia mediante la Ley 29 de 1992.

La Enmienda de Copenhague (1992): esta enmienda agregó otros grupos de sustancias agotadoras hidroclofluorocarbonos, hidrobromofluorocarbonos y metilbromuro. Fue ratificada por Colombia mediante la Ley 306 de 1996.

La Enmienda de Montreal (1997): estableció un sistema de licencias para la importación de Sustancias Agotadores de Ozono (SAO), también, estableció el control al comercio internacional de bromuro de metilo. Fue ratificada por Colombia mediante la Ley 618 de 2000.

La Enmienda de Beijing (1999): incluye una serie de medidas de control y cupos autorizados para la producción de SAO para satisfacer necesidades básicas internas de las Partes listadas en el artículo 5. Se prohíbe el bromoclorometano y se imponen controles a la producción de CFC y al comercio de CFC con los Estados que no son parte, fue ratificada por Colombia mediante la Ley 960 de del 28 de junio del 2005.

La Enmienda de Kigali (2016): tiene como objetivo reducir gradualmente el uso de los HFC, fue ratificada por Colombia mediante la Ley 369 de 2019 [18].

Se estima que el consumo de los HFC crezca alrededor de un 10 % cada año, y que estos gases puedan llegar a contribuir con cerca del 20 % del calentamiento global previsto para el año 2050 si no se cumple con las enmiendas anteriormente mencionadas.

La Figura 1.3 muestra como se distribuye la aplicación de los refrigerantes en Colombia. Las proyecciones para el año 2030 muestran una disminución en la aplicación de las sustancias agotadoras de ozono, pero un aumento significativo de las sustancias HFC. El objetivo es alcanzar un fuerte potencial de mitigación utilizando refrigerantes naturales amigables con el medio ambiente y la reducción estimada anual de emisiones en el año 2030 serían de 5,2 Mt CO₂ equivalentes.

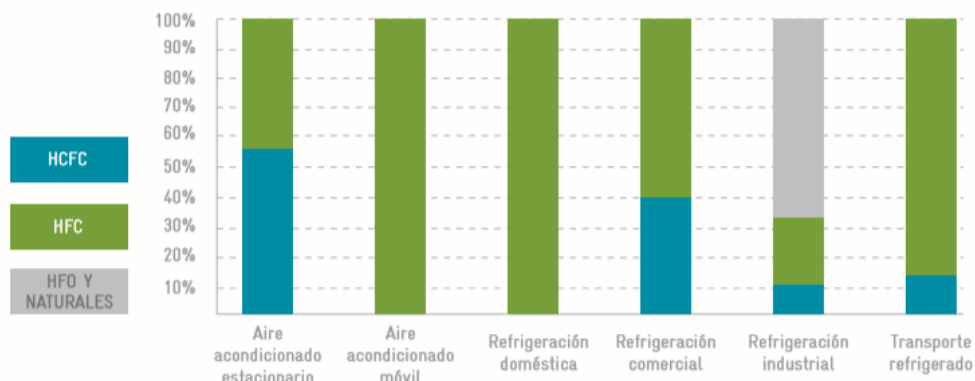


Figura 1.3: Inventario nacional de equipos de RAC que se importan, producen e instalan en el país, y de las sustancias refrigerantes contenidas en estos, 2017. Fuente: Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH [25].

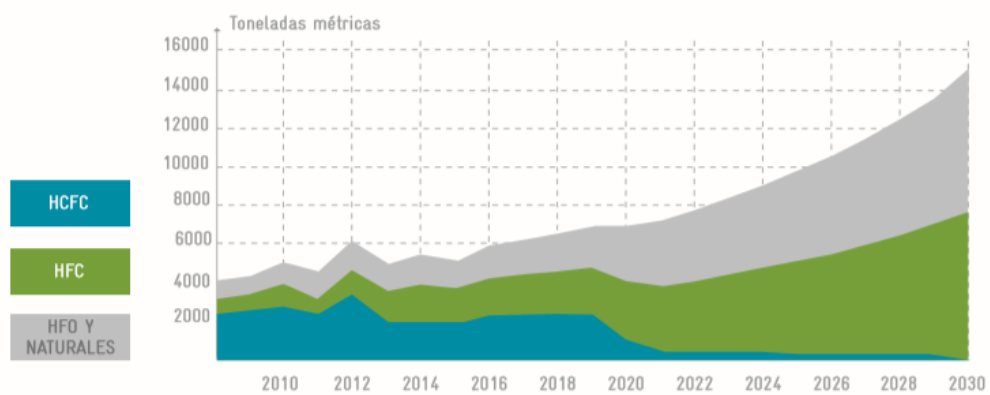


Figura 1.4: Inventario nacional de equipos de RAC que se importan, producen e instalan en el país, y de las sustancias refrigerantes contenidas en estos, 2017. [25].

Ensayos

Existe en Colombia la norma técnica NTC 4366 del 30 de octubre del 2002, aplicada en equipos acondicionadores de aire para recintos y unidades terminales compactas. La norma tiene como objeto establecer los rangos de eficiencia energética que permiten su clasificación conforme al desempeño energético. Por medio de la norma se especifica el contenido de la etiqueta de eficiencia energética para los equipos acondicionadores de aire que cuentan con condensador enfriado por aire y con capacidades de enfriamiento hasta 10548W ($36000\frac{BTU}{h}$), comercializados en el país.

La norma técnica principal referenciada en el RETIQ (Reglamento Técnico de Etiquetado) para llevar a cabo los ensayos en los equipos acondicionadores de aire es la ISO 5151. Esta norma propone dos métodos de ensayo, por entalpía y por el calorímetro de recinto los cuales son de alta aplicación a nivel mundial para la estimación de la eficiencia energética UPME [19].

1.5. Metodología

El recurso con el que se cuenta para llevar a cabo la investigación es un equipo acondicionador de aire que pertenece al Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire (LPEA) de la UTP, de marca LG modelo VR182CE.

El enfoque metodológico empleado para este estudio se ha determinado en base a tres etapas principales relacionadas con un tipo de investigación experimental como se especifica a continuación:

- Etapa de caracterización: en esta etapa se realiza el desarme del equipo para reconocer los componentes operativos que lo conforman, de igual forma, se hace un registro de sus condiciones funcionales iniciales.
- Etapa del diseño experimental: el diseño experimental permite determinar cuáles factores deben ser considerados de acuerdo con la influencia que tienen sobre la respuesta requerida. La variable principal es la carga de refrigerante en el equipo acondicionador de aire, es posible suministrar niveles de carga de masa que afectan al comportamiento de este, por esta razón se proponen siete niveles de carga. En el estudio se toma la decisión de estimar una carga determinada como punto de partida, que representa teóricamente la carga de masa óptima en la que la relación de eficiencia energética (EER) se supone es máxima. Una vez tomada la carga principal se hacen variaciones en rangos de hasta el 30 % por debajo y hasta el 40 % por encima de esta. Los datos obtenidos debido a la variación de cantidad de masa en el sistema establecen valores numéricos para la temperatura y presión en la succión y descarga del compresor, la capacidad de enfriamiento, el consumo de energía y, finalmente, el EER.
- Etapa de ejecución del ensayo: la comparación se realiza mediante ensayos experimentales realizados bajo la norma técnica ISO 5151-2017 [20]. En esta etapa es importante la aplicación del debido procedimiento para una manipulación segura del refrigerante según su tipo, y la puesta a punto adecuada del equipo acondicionador de aire para la toma de datos.

Capítulo 2

Análisis teórico de rendimiento termodinámico

2.1. Propiedades físicas y termo-físicas

G. Saravacos y A. E. Kostaropoulos [21] recomiendan que un refrigerante ideal debería de satisfacer requerimientos tales como:

- Gran calor latente de evaporación.
- Evaporación de refrigerante (cambio de fase líquida a gaseosa) a baja presión.
- El calor requerido para la licuefacción del refrigerante debe ser preferiblemente bajo.
- Tanto la evaporación como la condensación del refrigerante se logran a una presión razonable.
- El volumen del gas evaporado debe ser bajo.
- El calor de evaporación debe ser grande.
- Fácil de manejar y de bajo costo.
- No tóxico.
- Sin inflamabilidad.

- No explosivo.
- Sin corrosividad del equipo.
- Estabilidad química (sin descomposición del refrigerante incluso en situaciones extremas).
- Fácilmente detectado por el olor.
- Sin problemas de lubricación.

Refrigerante	Peso molecular (g/mol)	Punto de ebullición a 1,013bar ($^{\circ}C$)	Temperatura crítica ($^{\circ}C$)	Presión crítica (MPa)	Calor latente de evaporación a $25^{\circ}C$ (kJ/kg)
R410A	72,6	- 51,58	72,13	4,926	276
R290	44,1	- 42,1	96,7	4,248	425,4

Tabla 2.1: Propiedades físicas de los refrigerantes R410A y R290

El punto de ebullición indica que la curva de presiones de trabajo del R410A difiere de la curva del R290 como se muestra en la Figura 2.1 y, por lo tanto, sus áreas de aplicación son diferentes, pero se debe tener en cuenta que en este caso el equipo seleccionado está diseñado para trabajar con R410A. Las presiones de trabajo tanto en el condensador como en el evaporador deben ser positivas para evitar ingreso de aire en el sistema, por otra parte la presión de condensación no debe ser tan alta porque de lo contrario se requiere de mayor robustez del condensador y del compresor. El calor latente de evaporación en un punto de ebullición normal del R290 es más alto que el del R410A en un 54 %, lo que indica que con el R290 se requiere circular menos cantidad de refrigerante.

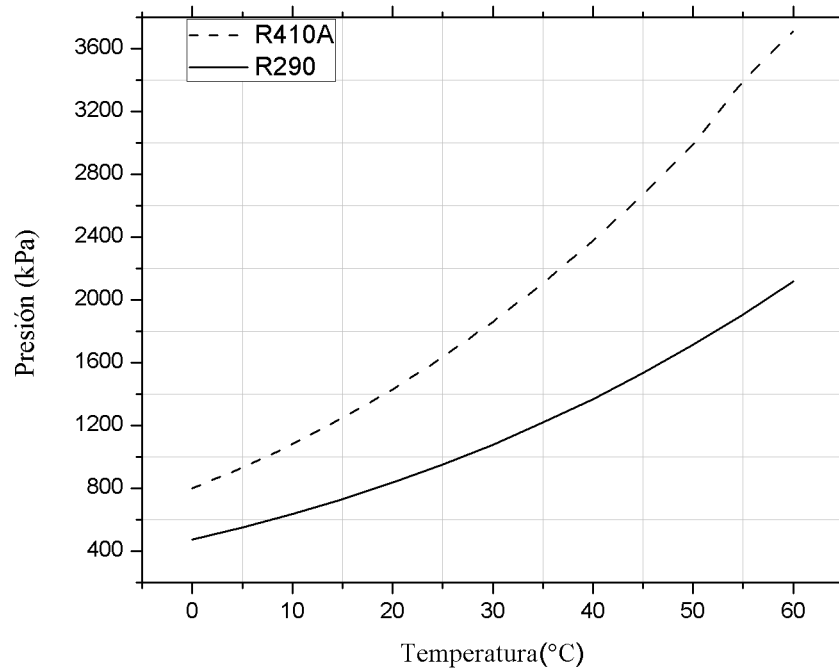


Figura 2.1: Gráfica comparativa temperatura/presión R410A - R290. Fuente: Autor

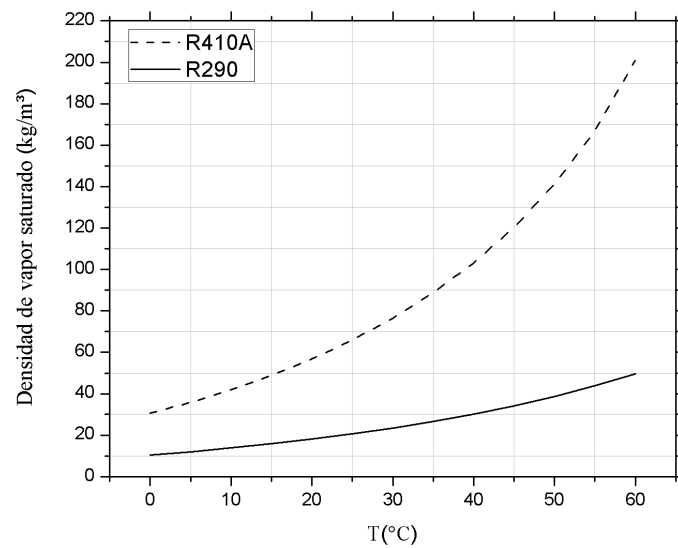
Las propiedades termo-físicas del refrigerante establecen el rendimiento energético del sistema. En la Tabla 2.2 se muestran estas propiedades a las temperaturas de $7,2^{\circ}C$ y $54,4^{\circ}C$.

Propiedad	Temperatura ($^{\circ}C$)	Estado	Refrigerante	
			R410A	R290
Presión de saturación (kPa)	7,2	Líquido	995,8	587,7
	54,4	Vapor	3350,7	1883
Densidad (kg/m^3)	7,2	Líquido	1140	518,7
	54,4	Vapor	163,5	43,12
Viscosidad ($\mu Pa.s$)	7,2	Líquido	151,9	119
	54,4	Vapor	17,76	10,21
Conductividad térmica (W/(m.K))	7,2	Líquido	0,09906	0,1042
	54,4	Vapor	0,02119	0,0242
Calor específico (kJ/(kg.K))	7,2	Líquido	1,559	2,567
	54,4	Vapor	2,857	2,67

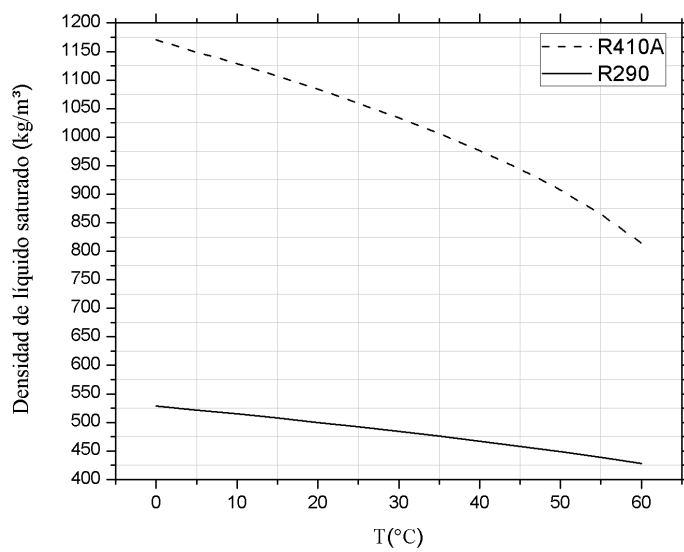
Tabla 2.2: Propiedades termo-físicas de los refrigerantes R410A y R290

2.1.1. Densidad

La densidad de los refrigerantes se muestra en la Figura 2.2. En la Figura 2.2(a) se muestra la densidad de vapor saturado. En la Figura 2.2(b) se muestra la densidad de líquido saturado. En ambas el R410A presenta mayor densidad que la del R290, lo que refleja para el sistema con R290 menos requerimiento de masa de refrigerante, y mejores coeficientes de transferencia de calor en el condensador y el evaporador debido a una menor fricción.



(a)

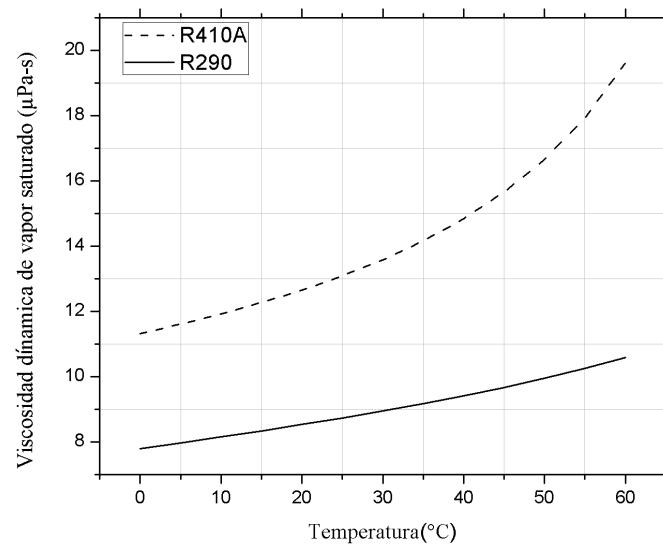


(b)

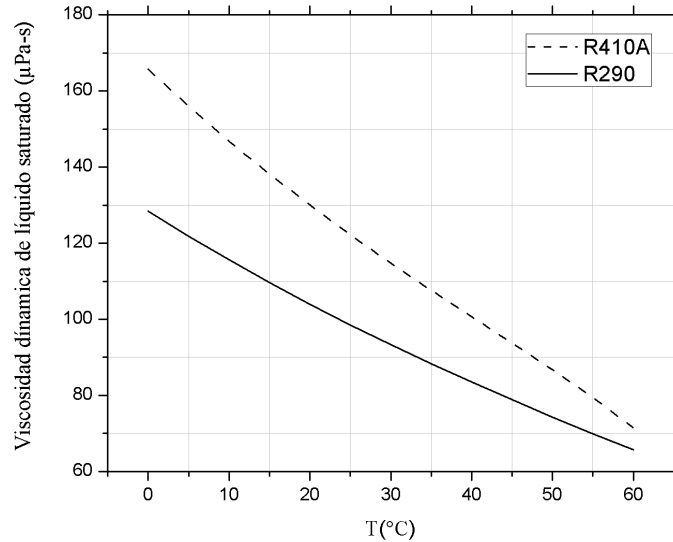
Figura 2.2: Gráfica comparativa temperatura/densidad R410A - R290. Fuente: Autor

2.1.2. Viscosidad dinámica

La viscosidad dinámica de los refrigerantes constituye una fuente de irreversibilidad y se muestra en la Figura 2.3. La Figura 2.3(a) muestra la viscosidad dinámica de vapor saturado. La Figura 2.3(b) muestra la viscosidad dinámica de líquido saturado. Esta es mayor para el R410A en ambos casos, que representa menores caídas de presión. Junto con la conductividad térmica mas alta influye en los coeficientes de transferencia de calor lo que mejora el rendimiento del condensador y evaporador para el sistema con R290.



(a)

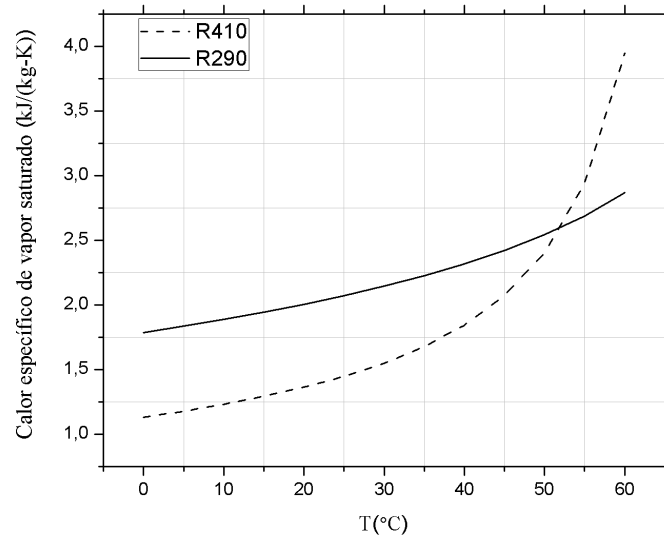


(b)

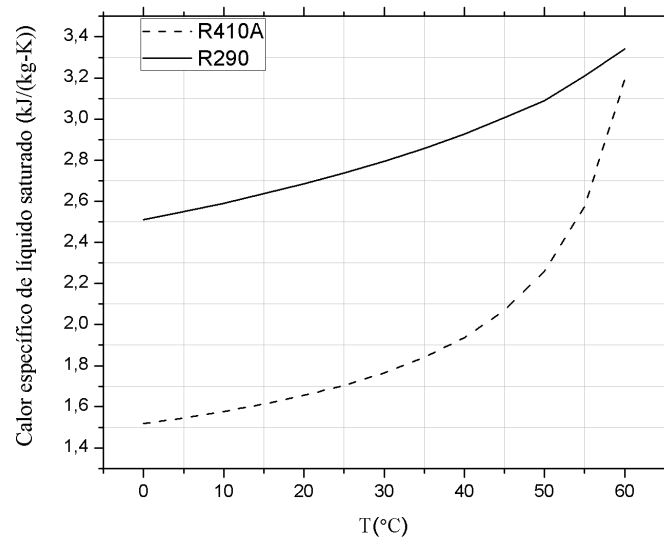
Figura 2.3: Gráfica comparativa temperatura/viscosidad dinámica R410A - R290. Fuente: Autor

2.1.3. Calor específico a presión constante

El calor específico de los refrigerantes se muestra en la Figura 2.4. La Figura 2.4(a) muestra el calor específico de vapor saturado, en este caso los valores son menores para el R410A hasta que llega aproximadamente a los 52°C , valor en el que el calor específico empieza a ser mayor que el del R290. La Figura 2.4(b) muestra el calor específico de líquido saturado, en este caso siempre el R290 tiene un valor mayor al del R410A. Que el refrigerante tenga un mayor calor específico en la fase de vapor saturado indica menores temperaturas de trabajo en la succión del compresor y el refrigerante se hace mas difícil de sobre calentar. En la fase de liquido saturado el mayor calor específico indica que el refrigerante puede absorber o liberar mas calor, lo que hace que se requiera de menos carga de refrigerante.



(a)



(b)

Figura 2.4: Gráfica comparativa temperatura/calor específico R410A - R290.
Fuente: Autor

2.2. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

2.2.1. Consideraciones

- El ciclo consiste de cuatro componentes: compresor, condensador, evaporador, dispositivo de expansión.
- El proceso de compresión es isentrópico y expansión isoentálpico.
- Caída de presión insignificante. Pérdida de calor insignificante en los alrededores, excepto en intercambiadores de calor.
- La resistencia al flujo y el cambio de energía cinética del fluido en las tuberías no se consideran.

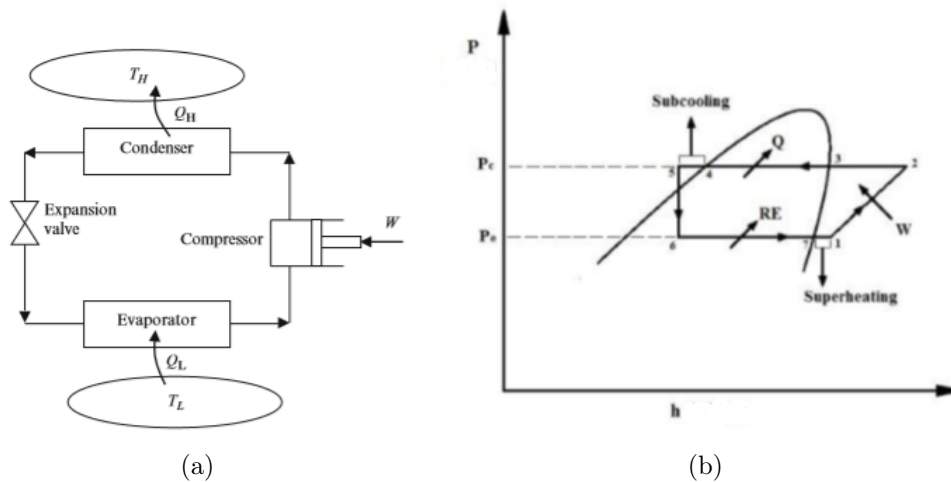


Figura 2.5: (a) Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. (b) Diagrama P-h con sobrecalentamiento y subenfriamiento

2.2.2. Condiciones teóricas de trabajo

Temperatura de evaporación (°C)	Temperatura de condensación (°C)	Sobre calentamiento (°C)	Sub enfriamiento (°C)	Capacidad de enfriamiento (W)
7,2	54,4	5	5	5275

Tabla 2.3: Condiciones para el cálculo teórico

Se determinaron los parámetros de rendimiento en comparación por medio del software coolpack.

- Relación de compresión.
- El efecto refrigerante.
- La capacidad de enfriamiento volumétrico.
- La temperatura a la descarga del compresor.
- El flujo másico de refrigerante.
- El coeficiente de desempeño (COP).

Una relación de compresión baja es deseable porque esto indica que la eficiencia volumétrica e isentrópica mejoran. En la Figura 2.6 se muestra como la relación de compresión para la condición propuesta es menor para el R290 en 5 % a una temperatura de condensación constante.

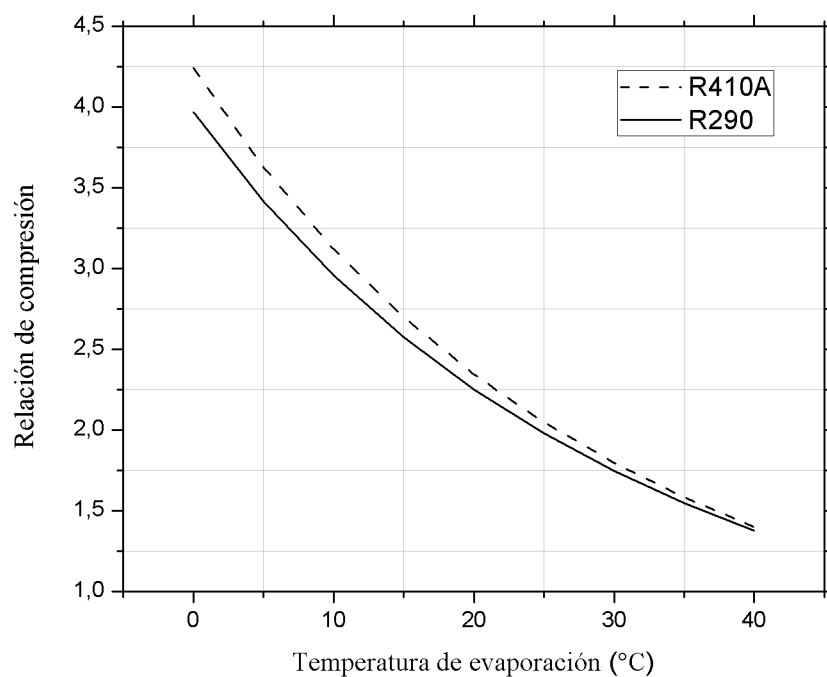


Figura 2.6: Gráfica comparativa temperatura de evaporación/relación de compresión R410A - R290. Fuente: Autor

La Figura 2.8 muestra la capacidad de enfriamiento volumétrico que es una medida del tamaño del compresor, el enfriamiento volumétrico del R290 es menor que la del R410A en 41 %.

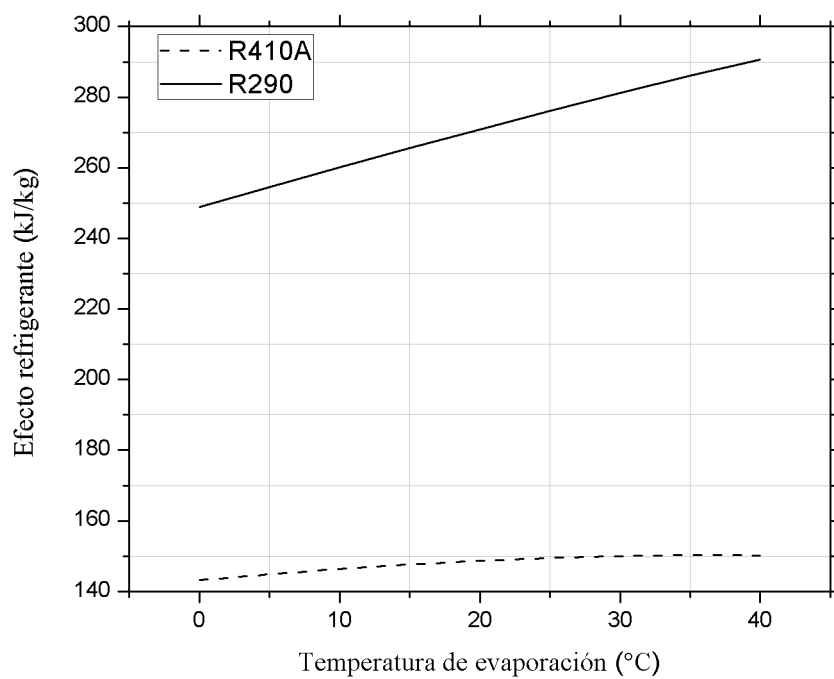


Figura 2.7: “Fuente propia”, Gráfica comparativa temperatura de evaporación/efecto refrigerante R410A - R290

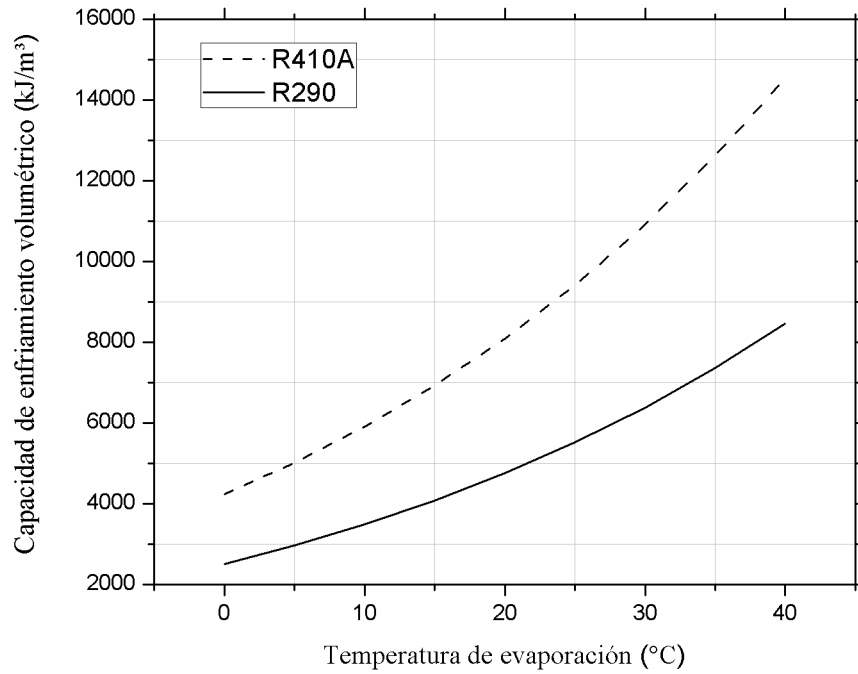


Figura 2.8: Fuente propia, Gráfica comparativa temperatura de evaporación/capacidad de enfriamiento volumétrico R410A - R290

La temperatura de descarga es una característica importante en la selección de un refrigerante alternativo, la Figura 2.9 muestra que la temperatura de descarga del compresor es menor en 19 %.

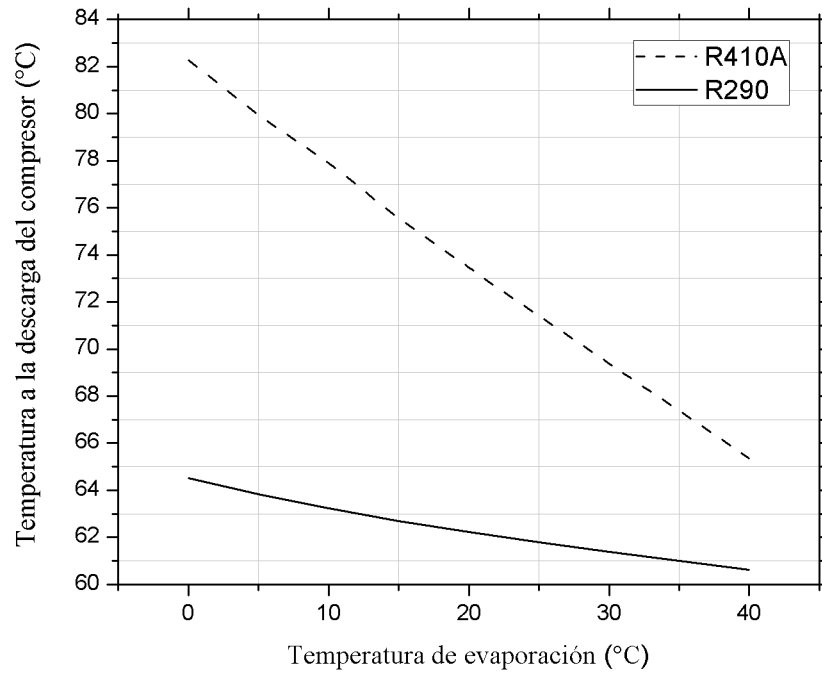


Figura 2.9: Gráfica comparativa temperatura de evaporación/temperatura de descarga R410A - R290. Fuente: Autor

El flujo másico de R290 es aproximadamente 43 % menor que la del R410A, este menor requerimiento de refrigerante ayudaría a reducir directamente las emisiones de sustancias que aportan al efecto invernadero.

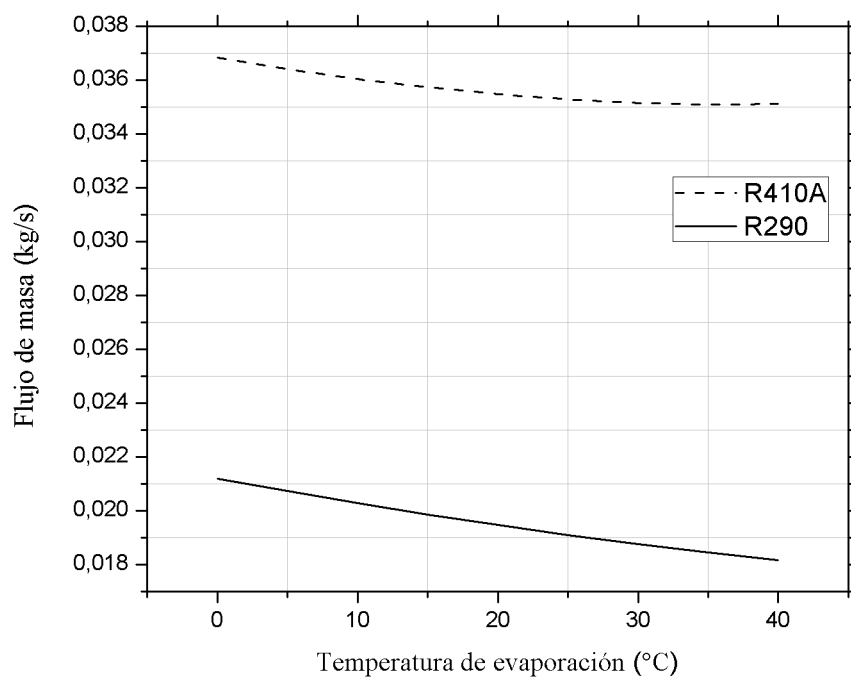


Figura 2.10: “Fuente propia”, Gráfica comparativa temperatura de evaporación/flujo de masa R410A - R290

La Figura 2.11 muestra el coeficiente de rendimiento (COP) el valor para ambos refrigerantes son casi iguales, el del R290 es mayor en 8 %.

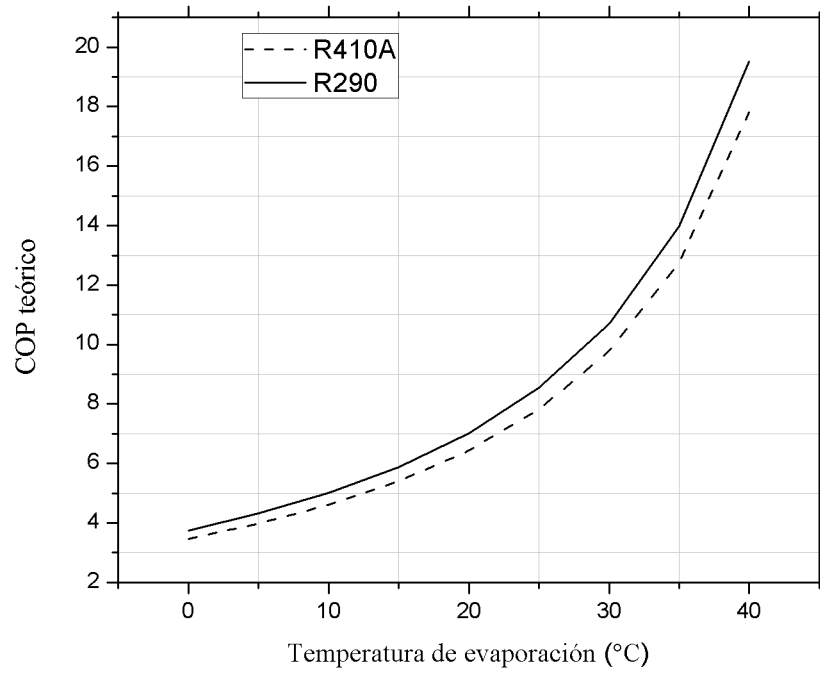


Figura 2.11: Gráfica comparativa temperatura de evaporación/COP teórico R410A - R290. Fuente: Autor

Capítulo 3

Diseño experimental

La carga de refrigerante en los sistemas acondicionadores de aire tiene un gran impacto sobre los parámetros de desempeño que quieren ser analizados en este estudio. Los equipos se encuentran diseñados para operar con una carga de refrigerante establecida por el fabricante y, en consecuencia, una inadecuada carga ocasiona no opere en condiciones adecuadas.

3.1. Carga teórica

Es necesario seleccionar un modelo que permita determinar la equivalencia de una carga de R290, esta carga debería representar la mayor relación de eficiencia energética (EER) y ser verificada con la carga que recomienda el fabricante para el equipo en sus condiciones originales.

El modelo a aplicar es el siguiente Qiqi Tian et al. [14]:

$$m_{carga} = \frac{2}{3}\rho_{con}V_{con} + \frac{1}{3}\rho_{evap}V_{evap} \quad (3.1)$$

Donde:

ρ_{con} : densidad del refrigerante en el condensador.

V_{con} : volumen del condensador.

ρ_{evap} : densidad del refrigerante en el evaporador.

V_{evap} : volumen del evaporador.

El volumen de los intercambiadores de calor fue determinado mediante la estimación del área transversal de contacto del fluido y la longitud total.

En el evaporador:

$$D = 0,00635\text{m}$$

$$L = 29,49\text{m}$$

$$V_{\text{evaporador}} = 0,000933925\text{m}^3$$

En el condensador:

$$L = 42,135\text{m}$$

$$D = 0,00635\text{m}$$

$$V_{\text{condensador}} = 0,001334382\text{m}^3$$

Refrigerante	Densidad en el condensador a $54,4^{\circ}\text{C}$ (m^3/kg)	Densidad en el evaporador a $7,2^{\circ}\text{C}$ (m^3/kg)	Carga de refrigerante teórica (kg)
R410A	919,95	1126,10	1,17
R290	452,55	511,27	0,56

Tabla 3.1: Carga de refrigerante teórica

$$\text{Carga de R410A} = 1170 \text{ g}$$

$$\text{Carga de R290} = 560 \text{ g}$$

La diferencia que hay entre el valor de carga determinada por medio de la ecuación 3.1 del equipo con *R410A* y la carga recomendada por el fabricante es del 3 %. Por lo tanto la carga teórica con la que se obtendría la mayor relación de eficiencia energética con el R290 debería ser un valor cercano por encima o por debajo del valor determinado de 561,7 g.

La variación en la carga de refrigerante se hará de la siguiente forma:

		Carga de R290 [g]		
29 %	11 %	54 % de R410A nominal	16 %	39 %
400	500	562	650	780

Tabla 3.2: Variación de la carga de refrigerante teórica

3.2. Carga teórica segura

El R290 es una sustancia inflamable, por esta razón su uso se limita a una carga considerable que puede ser estimada de la siguiente manera Wang Zhang et al. [16].

$$m_{max} = 2,5(LFL)^{\frac{5}{4}}h_0\sqrt{A} \quad (3.2)$$

Donde:

LFL [$\frac{kg}{m^3}$]: es el límite inferior de inflamabilidad= 0,038.

h_0 [m]: altura de instalación de la unidad interior.

A[m²]: el área de la habitación= 24.

Para hacer el análisis un poco cercano a la realidad se ha propuesto un problema acotado el cual, por medio del programa en la plataforma de LG, algunos factores permiten seleccionar la capacidad del equipo acondicionador. Los factores deben cumplir para un equipo de 5275W ($18000 \frac{Btu}{h}$). Se supone un cuarto con las siguientes características.

- $A = 24m^2$
- Bombillo fluorescente= 1
- Lugar de ubicación= en Pereira o Armenia ($19^{\circ}C - 25^{\circ}C$)
- Ventana expuesta a la luz directa del sol= 1
- Cantidad de personas= 3
- Nivel de actividad= *activa*
- Computadora= 1
- Televisor= 1
- Equipo de sonido= 1

Por medio de la Tabla 3.3 es posible identificar la capacidad requerida según el área del recinto y la ubicación. Teniendo en cuenta que el modelo de la carga teórica segura requiere la altura de ubicación para la unidad interna (evaporador), si se hace uso de la tabla ya mencionada la altura de ubicación supuesta es de $h_0 = 2,8m$.

	m^2	Btu	Regiones
ZONA 1. $12^\circ C - 17^\circ C$	9 a 13	8000	Bogotá, Tunja
	14 a 20	9000	Sogamoso, Duitama
	21 a 27	12000	Pasto, Ipiales
	27 a 32	18000	Fusagasuga, Manizales.
ZONA 2. $17^\circ C - 28^\circ C$	13 a 20	9000	Pereria, Armenia
	20 a 24	12000	Villavicencio, Ibagué
	25 a 30	18000	Cali, Tulua, Medellín
	30 a 35	24000	Bucaramanga, Neiva.
ZONA 3. $28^\circ C$ o Más	10	9000	Dorada, Girardot, Barranquilla
	12 a 16	12000	Cúcuta, Cartagena, Guajira
	17 a 25	18000	Sincelejo, Montería
	26 a 30	24000	Valledupar, Santa Marta
	30 a 35	36000	Barrancabermeja, Buenaventura.

Tabla 3.3: Capacidad de enfriamiento según el área del recinto y el lugar de trabajo. Fuente: LG

De lo anterior, para el recinto propuesto la carga teórica segura es:

$$m_{max} = 2,5(0,038)^{\frac{5}{4}}(2,8)\sqrt{24} = 575,35g \quad (3.3)$$

3.3. Caracterización y preparación del equipo

El equipo acondicionador de aire usado en este estudio pertenece al Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire de la Universidad Tecnológica de Pereira, modelo VR182CE, tipo mini-split inverter, con capacidad de 5275W ($18000 \frac{Btu}{h}$), que opera con R410A. El Compresor es LG modelo GKT141MBA numero de serie 623R0761BB29-302059 tipo hermético. El aceite lubricante que usa es poliolester (POE), su principio de funcionamiento es rotativo, específicamente de pistón rodante de dos cilindros con un desplazamiento de $14,1 \frac{cm^3}{rev}$, funciona con motor eléctrico trifásico tipo BLDC de 1500 W con tres pares de polos y rango de velocidades entre 10 rps y 120 rps a 60 Hz según el fabricante, su capacidad real de enfriamiento es de 4278 W ($14600 \frac{Btu}{h}$).

El condensador y evaporador ambos intercambiadores de calor de tubo y aletas en cobre, la longitud de tubería del condensador y el evaporador son de 42,135m y 29,49m, individualmente, el diámetro interior del condensador y del evaporador es de 0,00635m.

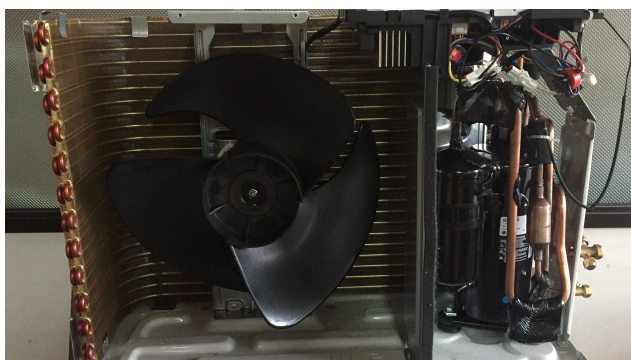


Figura 3.1: Equipo acondicionador de aire usado en el estudio

El equipo cuenta con válvula de servicio en la succión que permite la conexión del indicador de presión en la línea de baja presión. En la línea de alta presión se hizo una intervención al equipo para la conexión del indicador que permite la toma de alta presión y así obtener un mayor seguimiento del comportamiento durante el ensayo.

Al hacer la intervención se tuvieron en cuenta dos posibilidades, las cuales fueron una válvula pincha tubos y un tubo de cobre extendido con válvula de acceso, finalmente se optó por el tubo de cobre extendido con válvula de acceso porque requería soldadura lo que garantiza que no se presenten fugas de refrigerante en el sistema.



Figura 3.2: Tubo de cobre extendido con válvula de acceso



Figura 3.3: Válvula pincha tubo

Principalmente se hizo la descarga del refrigerante R410A del equipo acondicionador de aire haciendo uso de la recuperadora, la báscula y del cilindro para su almacenamiento.



Figura 3.4: Descarga de refrigerante R410A

En la figura 4.5 se muestra el corte de la tubería justo en la descarga del compresor, después del filtro secador, y en la figura 4.6 se muestra el ensamble de la válvula.



Figura 3.5: Proceso de modificación de la tubería a la descarga del compresor

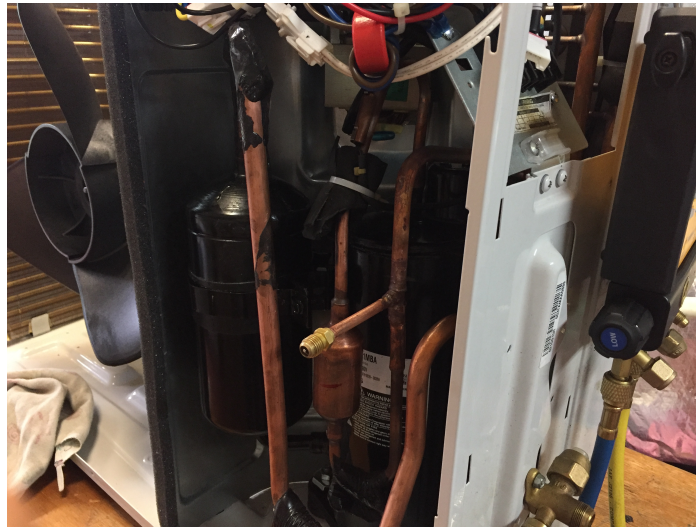


Figura 3.6: Ensamble de la válvula

Luego de hacer el ensamble de la válvula, se realizó vacío en el sistema para eliminar en gran medida gases no deseables, principalmente aire y vapor de agua (humedad).



Figura 3.7: Generación de vacío

3.4. Configuración experimental

El Laboratorio para Equipos Acondicionadores de Aire (LPEA) de la Universidad Tecnológica de Pereira está acreditado ante el Organismo Nacional de Acreditación de Colombia (ONAC), según las normas técnicas nacionales NTC 4295 de 2005 y las normas técnicas internacionales ISO 17025 de 2017, ISO 5151 de 2017 e ISO 16358-1 de 2013.

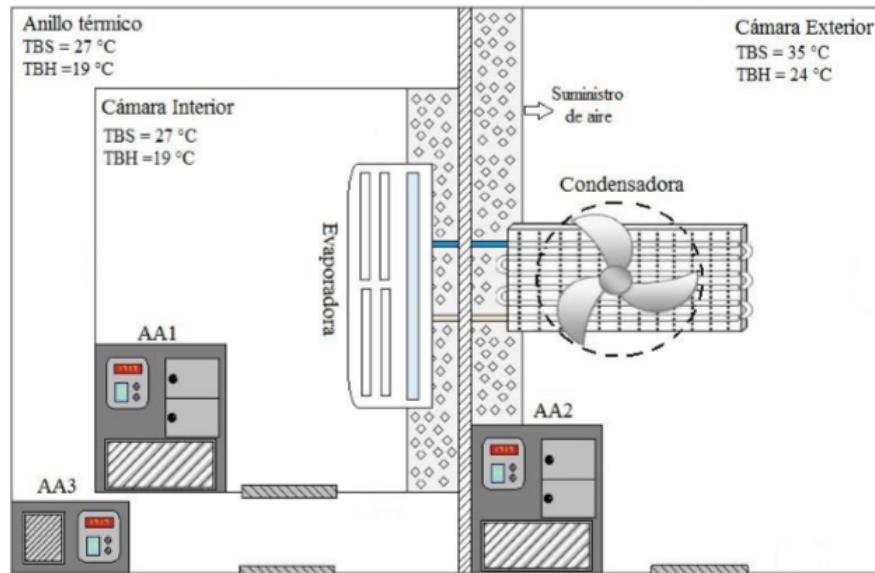


Figura 3.8: Esquema del calorímetro balanceado. [17]

La Figura 5.1 muestra un esquema de las cámaras en las que se ejecuta el ensayo. En el anexo C de la norma ISO 5151 de 2017 se encuentran de forma general las especificaciones del calorímetro balanceado ubicado en el laboratorio LPEA. El calorímetro balanceado cuenta con una cámara interna donde se instala el equipo bajo ensayo y se simula físicamente la carga térmica del espacio que requiere ser climatizado, una cámara externa en la que se simulan físicamente las condiciones de temperatura y humedad propia de un ambiente exterior, y un anillo térmico que rodea las cámaras con el fin de disminuir las fugas de calor. Las cámaras disponen de equipos acondicionadores de aire de precisión (AA1, AA2, AA3) que operan con R407C, cada uno con sistemas de humidificación, deshumidificación, calefacción y

enfriamiento independientes para mantener las variaciones de temperatura y humedad dentro de los rangos establecidos en la norma [22]. En la Tabla 5.1 se muestran los instrumentos usados en el ensayo.

Instrumento	Variable a medir	Resolución	Exactitud
Termómetro PT100	TBS ($^{\circ}C$)	0,005 $^{\circ}C$	+/- 0,01 $^{\circ}C$
CMH	TBH ($^{\circ}C$)	0,005 $^{\circ}C$	+/- 0,015 $^{\circ}C$
Termocuplas tipo T	TBS ($^{\circ}C$)	0,005 $^{\circ}C$	+/- 0,1 $^{\circ}C$
Voltímetro	Voltaje (V)	0,1 V	+/- 0,2 % (de la cantidad medida)
Vatímetro	Potencia (W)	0,1 W	+/- 0,2 % (de la cantidad medida)
Frecuencímetro	Frecuencia eléctrica (Hz)	0,01 Hz	+/- 0,2 % (de la cantidad medida)
Barómetro	Presión barométrica (hPa)	0,1 hPa	+/- 3 hPa a 20 $^{\circ}C$

Tabla 3.4: Instrumentación del calorímetro balanceado

La Tabla 5.2 muestra las condiciones estándar de temperaturas a las que se deben mantener las cámaras durante el ensayo, cada una aplica dependiendo de la zona de aplicación. Donde:

- **T1** condiciones de clasificación de capacidad de enfriamiento estándar para climas moderados.
- **T2** condiciones de clasificación de capacidad de enfriamiento estándar para climas fríos.
- **T3** condiciones de clasificación de capacidad de enfriamiento estándar para climas cálidos .

Parámetros	T1	T2	T3
Temperatura del aire en la cámara interna			
-Temperatura de bulbo seco	$27^{\circ}C$	$21^{\circ}C$	$19^{\circ}C$
-Temperatura de bulbo húmedo	$19^{\circ}C$	$15^{\circ}C$	$19^{\circ}C$
Temperatura del aire en la cámara externa			
-Temperatura de bulbo seco	$35^{\circ}C$	$27^{\circ}C$	$46^{\circ}C$
-Temperatura de bulbo húmedo	$24^{\circ}C$	$19^{\circ}C$	$24^{\circ}C$

Tabla 3.5: Condiciones nominales para los ensayos

La capacidad de enfriamiento del equipo bajo ensayo es determinada por medio de un balance de energía aplicado a las cámaras. La ecuación 3.4 puede ser aplicada para determinar la capacidad de enfriamiento.

Donde:

$$\phi_{tci} = \sum P_{ic} + W_r(h_{W1} - h_{W2}) + \phi_{lp} + \phi_{li} \quad (3.4)$$

ϕ_{tci} : capacidad de enfriamiento total del lado interior.

$\sum P_{ic}$: otras entradas de energía a la cámara interior (iluminación, entrada de energía eléctrica y térmica al dispositivo compensador, balance de calor del dispositivo de humidificación).

W_r : vapor de agua condensado.

h_{W1} : entalpía específica de agua o vapor suministrado a la cámara interna.

h_{W2} : entalpía específica de humedad condensada que sale de la cámara interna.

ϕ_{lp} : fuga en calor en la cámara interna a través de la partición que separa la cámara interior de la cámara exterior.

ϕ_{li} : fuga de calor en la cámara interna a través de paredes, piso y techo.

La capacidad de enfriamiento en la cámara exterior, según lo probado o equilibrado se puede calcular mediante la ecuación 3.5.

Donde:

$$\phi_{tco} = \phi_c - \sum P_{oc} - P_t + W_r(h_{W3} - h_{W2}) + \phi_{lp} + \phi_{lo} \quad (3.5)$$

ϕ_{tco} : capacidad de enfriamiento total del lado interior.

ϕ_c : calor eliminado por la bobina de enfriamiento en la cámara exterior.

$\sum P_{oc}$: suma para toda la entrada de energía a la cámara de prueba del lado exterior, sin incluir la energía del equipo bajo prueba.

P_t : entrada de potencia total al equipo.

W_r : vapor de agua condensado.

h_{W3} : entalpía específica de vapor condensado que sale de la cámara exterior.

h_{W2} : entalpía específica de humedad condensada que sale de la cámara interna.

ϕ_{lp} : fuga en calor en la cámara interna a través de la partición que separa la cámara interior de la cámara exterior.

ϕ_{lo} : fuga de calor de la cámara exterior a través de paredes, piso y techo.

Capítulo 4

Resultados

4.1. Efecto del cambio a R290 en el rendimiento del equipo

Los parámetros de temperatura e intervalos alrededor del resultado de la medición hecha en el laboratorio fueron los siguientes:

- Temperatura de bulbo seco en la cámara interna: $27^{\circ} \pm 0,3$
- Temperatura de bulbo húmedo en la cámara interna: $19^{\circ} \pm 0,2$
- Temperatura de bulbo seco en la cámara externa: $35^{\circ} \pm 0,3$
- Temperatura de bulbo húmedo en la cámara externa: $24^{\circ} \pm 0,2$
- Voltaje del equipo bajo ensayo: $230V \pm 2\%$
- Incertidumbre expandida de la capacidad de enfriamiento: 3% del valor obtenido aproximadamente
- Incertidumbre expandida de la potencia de consumo o demandada: $\pm 2\% W_e$
- Incertidumbre expandida de la relación de eficiencia energética: $\pm 0,11 W_t/W_e$

A partir de los datos de la Tabla 6.1 es posible observar el comportamiento de cada uno de los parámetros de rendimiento obtenidos por medio del ensayo.

Carga [g]	Q_0 [W]	W_e [W]	EER
400	3184	792	4,02
500	3442	808	4,26
550	3285	829	3,96
650	2922	881	3,32
780	2979	926	3,22

Tabla 4.1: Resultados de rendimiento con R290

Carga [g]	Q_0 [W]	W_e [W]	EER
1210	5379	1590	3,38

Tabla 4.2: Resultados de rendimiento en comparación del R410A

Como se expone en la Figura 6.1, la carga de refrigerante tiene un efecto sobre el rendimiento del equipo. Se puede observar que la relación de eficiencia energética presenta un valor máximo para una carga de 500 g, carga que pudo ser aproximadamente estimada a partir del modelo de carga teórica propuesto por Q. Tian *et al* [14], además, en relación con esta carga, a medida que se aumenta o disminuye su valor se ve afectada la relación de eficiencia energética en comparación con los datos de la Tabla 4.2.

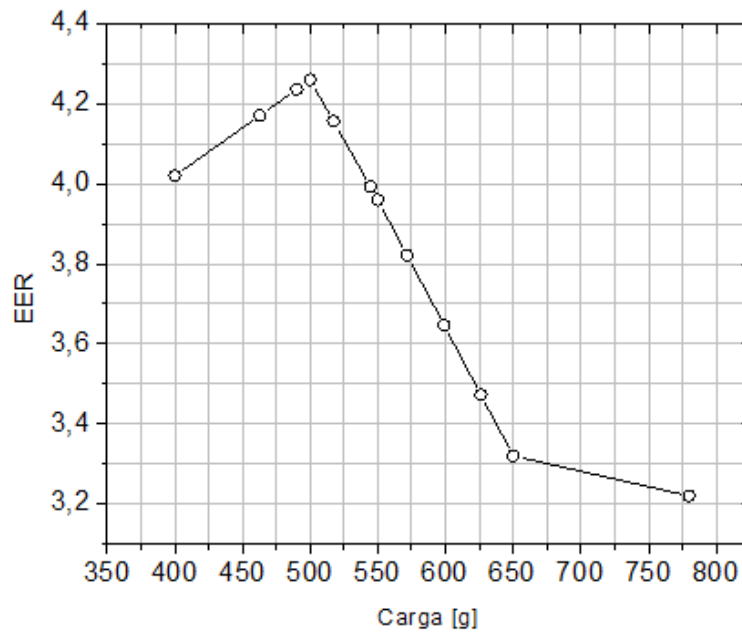


Figura 4.1: Efecto de la carga en el EER con R290

Un histórico de ensayos desarrollados en el laboratorio al mismo equipo trabajando con R410A muestran un resultado para la relación de eficiencia energética de 3,38, potencia demandada de 1590 W, y capacidad de enfriamiento de 5379 W. El valor de EER obtenido con el R290 fue de 4,26 lo que indica un aumento de la relación de eficiencia energética con el R290 del 26 % en comparación con los datos de la Tabla 4.2 .

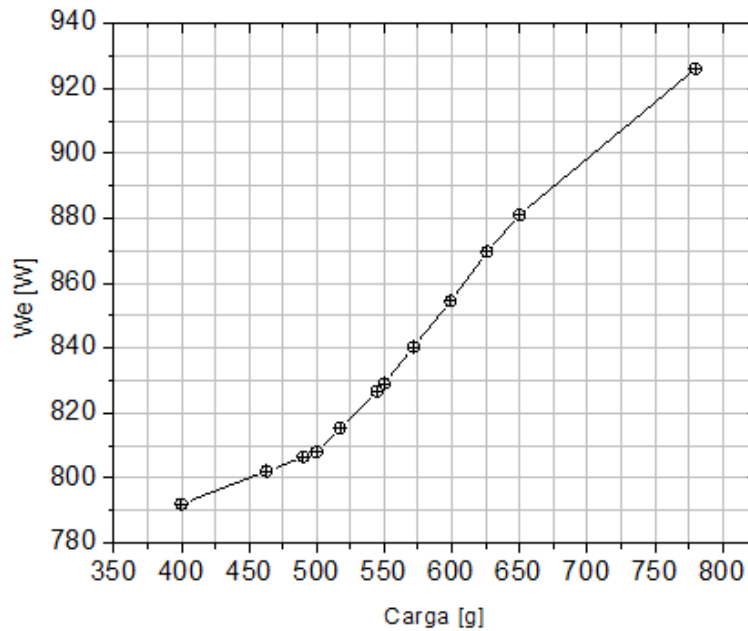


Figura 4.2: Efecto de la carga en la potencia de consumo CON R290

En la Figura 6.2 se presenta la variación de la potencia demandada en relación con la carga de R290. Se puede observar que a medida que aumenta la carga de refrigerante el equipo demanda una mayor potencia. Con el R290 a una carga de 500 g la potencia demandada fue de 808 W, en comparación con la potencia demandada del equipo trabajando con R410A, la potencia demandada disminuyó en un 49 % en comparación con los datos de Tabla 4.2.

En la Figura 6.3 se muestra la variación de la capacidad de enfriamiento en relación con la carga de R290. Se puede observar que para la carga de 500 g la capacidad de enfriamiento fue la máxima con un valor de 3442 W, a pesar de esto el equipo con R290 no proporcionó la capacidad nominal y se disminuyó en un 36 % en comparación con los datos de la Tabla 4.2.

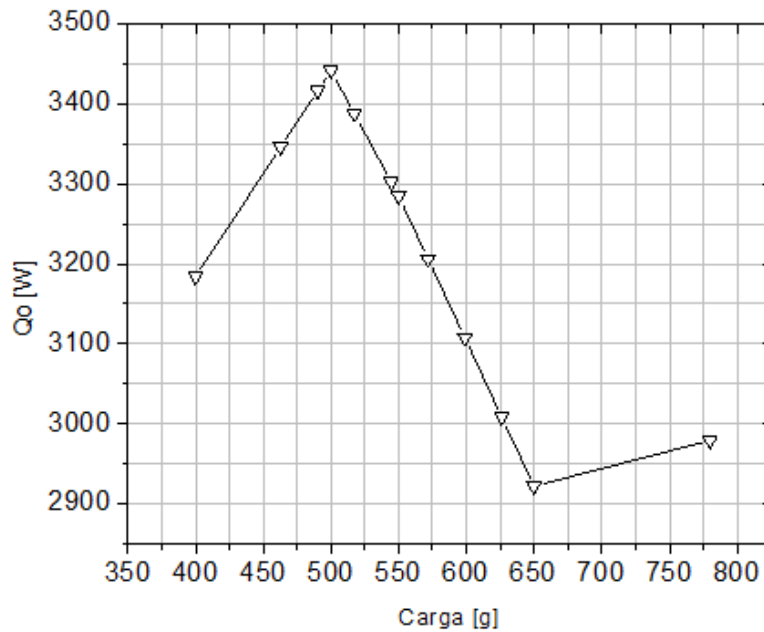


Figura 4.3: Efecto de la carga en la capacidad de enfriamiento

Existen otros parámetros que se midieron durante el ensayo que pueden dar explicación sobre la baja capacidad de enfriamiento que proporcionó el R290, aparte que no es el refrigerante para el cual está diseñado el equipo. Durante el ensayo se hizo la medición de la presión en la succión y descarga del compresor, también la medición de temperatura en la tubería de succión, descarga del compresor y salida del condensador las cuales permitieron obtener un valor estimado de sobrecalentamiento que es un valor que indica si el refrigerante está totalmente evaporado para su entrada al compresor y el subenfriamiento que indica si el refrigerante ha perdido el suficiente calor para su entrada al evaporador.

El valor de sobrecalentamiento recomendado para esta aplicación es de aproximadamente $6^{\circ}C$ o $7^{\circ}C$.

En la Tabla 6.2 se muestran los valores promedio del sobrecalentamiento para cada una de las cargas de refrigerante. Se puede observar que para un valor de carga de 500g el valor medido de sobrecalentamiento es de $6,34^{\circ}C$. Anteriormente en el análisis teórico para la comparación entre ambos refrigerantes

Figura 2.4 (calor específico) el R290 muestra un mayor calor específico en la fase de vapor saturado lo que indica una temperatura menor en la succión del compresor y el refrigerante se hace mas difícil de sobre-calentar. A pesar de esto el sobrecalentamiento en el compresor con el R290 se encuentra en el rango.

Carga [g]	Sobrecalentamiento [°C]
400	15,86
500	6,34
550	6,07
650	7,07
780	6,92

Tabla 4.3: Sobrecalentamiento medido para R290

La Figura 6.3 muestra el valor promedio del subenfriamiento en el condensador para cada carga de refrigerante. Se observa que para una carga de 500g el valor de subenfriamiento es de $0,70^{\circ}\text{C}$ lo cual es bajo. Hay varias situaciones que pueden llevar a esto, un subenfriamiento bajo indica que el refrigerante no ha perdido la suficiente energía durante su viaje a través del condensador, flujo insuficiente de aire a través del condensador, problemas con el dispositivo de expansión, o poca carga de refrigerante en el sistema.

Teniendo en cuenta que la medición del subenfriamiento se hizo a partir de la temperatura de saturación relacionada con la presión medida en la descarga del compresor y la temperatura medida en la salida del condensador, es notable que el diseño del condensador no es el indicado para este tipo de refrigerante. De igual forma como consecuencia de la diferencia de presiones con que trabajan ambos refrigerantes, el mayor efecto refrigerante y menor flujo másico con el R290, el equipo requiere un dispositivo de expansión (tubo capilar) diferente.

Lo que hace el dispositivo de expansión es regular la presión y flujo del refrigerante que va hacia el evaporador, por lo anteriormente dicho, es posible que el refrigerante halla llegado en estado de mezcla al tubo capilar lo que

hace que vaya hacia el evaporador una cantidad mucho menor de refrigerante líquido y que finalmente se vea afectada la capacidad de enfriamiento.

Carga [g]	Subenfriamiento [$^{\circ}C$]
400	-0,61
500	0,70
550	0,19
650	0,71
780	2,05

Tabla 4.4: Subenfriamiento medido para R290

4.2. Efecto del cambio a R290 en el costo de energía

Para hacer una comparación del costo de energía se usa como referencia el estudio hecho en J. C. Zapata Mina [17]. En el estudio se plantea la siguiente ecuación:

$$Costo(\frac{\$}{a\tilde{n}o}) = We(kW) * t_{op}(\frac{h}{a\tilde{n}o}) * C_u(\frac{\$}{kWh}) \quad (4.1)$$

Donde:

We [kW]: es la potencia consumida por el equipo bajo ensayo.

$t_{op}(\frac{h}{a\tilde{n}o})$: son las horas de operación del equipo bajo ensayo en un año, para este valor se asume que el equipo trabaja 4380 h en un año.

$C_u(\frac{\$}{kWh})$: es el costo promedio del kWh, y se asuma de 336,46 ($\frac{\$}{kWh}$).

La figura 6.4 muestra el costo de energía anual para el equipo con R290 para cada carga de refrigerante.

El costo de energía para la carga de 500g con R290 fue de \$1.190.816 y para el R410A fue de \$2.343.314. El costo de energía disminuye en un 49 %.

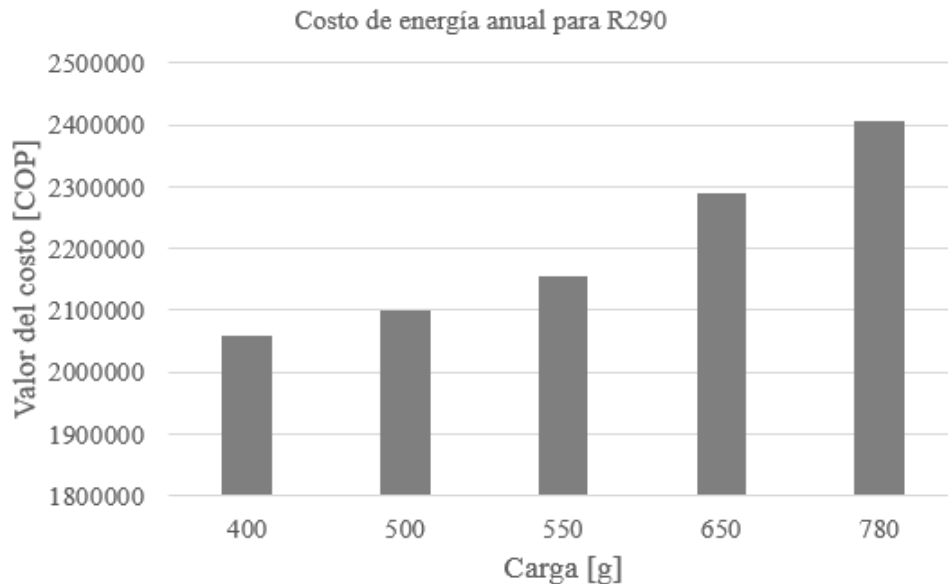


Figura 4.4: Costo de energía anual para R290

Este hallazgo tiene implicaciones importantes para el desarrollo de los equipos acondicionadores de aire porque es posible diseñar sistemas específicamente para el R290, como es el caso en la India con la empresa "Godrej & Boyce" que con ayuda del Ministerio Federal de Medio Ambiente, Conservación de la Naturaleza y Seguridad Nuclear (BMU) de Alemania convirtió su producción de equipos acondicionadores de aire tipo split de R22 a R290. La unidad planificada fue diseñada bajo las características de seguridad necesarias, capacidad de 5 kW con una carga de refrigerante de 360 g. Fueron aplicadas tecnologías como los intercambiadores de calor de micro-canales, y la capacidad de producción de los equipos con R290 es de 300.000 unidades por año.

Otro ejemplo es Costa Rica, que logró en el 2012 una participación significativa en el sector RAC (refrigeración y acondicionamiento de aire) del 12 %

de las emisiones totales de gases efecto invernadero del país al usar propano como reemplazo de HFC. De igual forma otros países se unen a este tipo de mejoras como lo son China y Filipinas [23].

4.3. Conclusiones

- Durante la etapa del diseño experimental fue posible por medio del modelo aplicado, la determinación del rango de cargas de refrigerante de R290 que representó la mayor relación de eficiencia energética.
- Fue posible hacer uso de la norma ISO 5151 del 2017 en la caracterización del comportamiento del equipo acondicionador de aire bajo ensayo.
- El estudio demostró que como consecuencia del reemplazo de R410A a R290 se ve afectada la capacidad de enfriamiento del equipo bajo estudio con una disminución del 36 %.
- Los resultados obtenidos del ensayo permitieron evidenciar que el R290 está en capacidad de proporcionar el 49 % menos de potencia de consumo que el R410A.
- Las variaciones en la capacidad de enfriamiento y la potencia de consumo promovieron un aumento en la relación de la eficiencia energética en un 26 %.
- Si se quisiera sustituir el R410A por R290, el equipo no garantizará la misma capacidad de enfriamiento, pero disminuirá el consumo energético y, evitará el uso de sustancias que aportan al calentamiento global lo cual causaría un impacto positivo al medio ambiente.

4.4. Recomendaciones

- Sería interesante que en el area local se siguieran realizando investigaciones de este tipo, para aportar al cumplimiento de los compromisos que tiene el país con los protocolos que regulan el uso de los HFC.

- Próximos estudios en este campo podrían evaluar el comportamiento del R290 en equipos de mayor capacidad, con el objetivo de tener un mayor rango de comparación.
- Un enfoque razonable para hacer frente al problema medio ambiental que actualmente vivimos es concientizar a las personas por medio de este tipo de análisis, donde se demuestre que realmente es necesario un cambio en la tecnología que usamos.
- Sería interesante analizar qué pasa con el aceite lubricante del equipo acondicionador de aire, durante un intervalo de tiempo mayor al dedicado a los ensayos en este estudio, con esto, mirar cómo afecta su composición y desgaste.

Bibliografía

- [1] J.R. RÍOS y Y. OLAYA, “*A dynamic analysis of strategies for increasing energy efficiency of refrigerators in Colombia*”, *Energy Effic.*, vol. 11, no. 3, pp. 733–754, 2018.
- [2] W. GANG, S. WANG, K. SHAN, y D. GAO, “*Impacts of cooling load calculation uncertainties on the design optimization of building cooling systems*”, *Energy Build.*, vol. 94, no. 3, pp. 1–9, 2015.
- [3] W. H. CHEN, H. E. MO y T. P. TENG, “*Performance improvement of a split air conditioner by using an energy saving device*”, *Energy Build.*, vol. 174, pp. 380-387, 2018.
- [4] L. M. SUÁREZ OROZCO, RECOMENDACIONES PARA USUARIOS FINALES DE REFRIGERANTES HALOGENADOS (CFC, HCFC Y HFC), Minambiente y Unidad Técnica Ozono. UTO, Colombia. Boletín. no. 38, 2015.
- [5] X. XU, J. CHEN, G. LI, J. LIU y J. RUAN, “*Experimental study of an R290 split-type air conditioner using a falling film condenser*”, *Appl. Therm Eng.*, vol. 140, no. February, pp. 325-333, 2018.
- [6] W. ZHANG, Z. YANG, X. ZHANG, D. LV y N. JIANG, “*Experimental research on the explosion characteristics in the indoor and outdoor units of a split air conditioner using the R290 refrigerant*”, *Int. J. Refrig.*, vol. 67, pp. 408-417, 2016.
- [7] K. NAWAZ, B. SHEN, A. ELATAR, V. BAXTER y O. ABDELAZIZ, “*R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters*”, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 127, pp. 870-883, 2017.

- [8] C. S. CHOUDHARI y S. N. SAPALI, “Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems”, *Energy Procedia*, vol. 109, in International Conference on Recent Advancement in Air Conditioning and Refrigeration, Bhubaneswar, India, November 2016, pp. 346-352.
- [9] B. AGNEW, A. ANDERSON, I. POTTS, D. ROSS y E. HALIMIC, “A comparison of the operating performance of alternative refrigerants”, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 12, pp. 1441-1451, March 2003.
- [10] R. SHAN, “Optimization for heating, cooling and lighting load in building façade design”, *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 1716–1725, 2014.
- [11] Ciclos de Refrigeración 11-3, YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES (2009), Sexta Edición, *Termodinámica*.
- [12] R. O. SUBSTANCES, U. AS, y R. WORKING, “Compressors, Pumps, Refrigeration Engineering Replacing Ozone-Depleting Substances”, *Engineering*, Vol. 37, no. 1, pp. 38-40, 2001.
- [13] J. D. GONZÁLEZ RUIZ, “Estudio de impacto ambiental para el centro de regeneración de refrigerantes de la Universidad Pontificia Bolivariana”, Trabajo final para optar al título de Magister en Ingeniería Ambiental, *Engineering*, Vol. 37, no. 1, pp. 38-40, 2001.
- [14] Q. TIAN, D. CAI, L. REN, W. TANG, Y. XIE, G. HE y F. LIU, “An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners”, *Int. J. Refrig.*, vol. 57, pp. 216-228, 2015.
- [15] A. S. PADALKAR, K. V. MALI y S. DEVOTTA, “Simulated and experimental performance of split packaged air conditioner using refrigerant HC-290 as a substitute for HCFC-22”, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 62, pp. 277-284, 2014.
- [16] W. ZHANG, Z. YANG, J. LI, C. REN, D. LV, J. WANG, X ZHANG y W. WU, “Research on the flammability hazards of an air conditioner using refrigerant R-290”, *Int. J. Refrig.*, vol. 36, pp. 1483-1494, 2013.

- [17] J. C. ZAPATA MINA, A. A. ANDRADE, A. H. RESTREPO y J. E. TIBAQUIRA, “Estudio experimental de la influencia de la carga del refrigerante R410A en el rendimiento de un equipo acondicionador de aire”, en XIV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, 2019, pp. 2-7.
- [18] CONGRESO DE LA REPÚBLICA DE COLOMBIA. VIII Congreso. 16 de Marzo del 2018, Proyecto de ley 195. 2019, JUL, 12.
- [19] MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA DE COLOMBIA AND U. DE P. M. E. UPME, “Guía de implementación de ensayos de consumo de energía/eficiencia energética en equipos de uso final de energía objeto del RETIQ”, pp. 26-40, 2017.
- [20] ISO, *ISO 5151 Non-ducted air conditioners and heat pumps – Testing and rating for performance*. 2017, p. 74.
- [21] G. Saravacos, y A. E. Kostaropoulos, “Refrigerants”, en *Handbook of Food Processing Equipment*, G. V. Barbosa-Cánovas, USA: Springer, Washington State University, 2016, pp. 446-455.
- [22] C. Orozco Hincapié and N. Fonseca Díaz, “Diseño Del Laboratorio De Pruebas Y Ensayos De Equipos De Acondicionamiento De Aire Lpea-Utp ”, *Sci. Tech*, no. 31, pp. 91–96, 2006.
- [23] L. Becker, P. Munzinger (GIZ Proklima) and Dr. D. de Graff (Umweltbundesamt), “R290 Split Air Conditioners Resource Guide ”, Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety, Umwelt Bundesamt, Version 1.0, October 2019.
- [24] Dr. D. Colbourne (c/o HEAT GmbH), “Normas internacionales de seguridad para los Sistemas de Aire Acondicionado, Refrigeración y Bombas de Calor ”, Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, Ministerio Federal de Medio Ambiente de la República Federal de Alemania, Protección de la Naturaleza y Seguridad Nuclear, Umwelt Bundesamt, Octubre de 2018.
- [25] “Bancos de SAO Y HFC (Sector de Refrigeracion y Acondicionamiento de Aire Colombia) ”, Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, Ministerio Federal de Medio Ambiente, Protección de la Naturaleza y Seguridad Nuclear de la República Federal

de Alemania, Gobierno de Colombia, Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible.